

(51) 国際特許分類6  
B60T 13/66

A1

(11) 国際公開番号

WO98/13244

(43) 国際公開日

1998年4月2日(02.04.98)

(21) 国際出願番号

PCT/JP97/03348

(22) 国際出願日

1997年9月19日(19.09.97)

(30) 優先権データ

特願平8/254320 1996年9月26日(26.09.96)  
 特願平8/342919 1996年12月24日(24.12.96)  
 特願平9/63229 1997年3月17日(17.03.97)  
 特願平9/143651 1997年6月2日(02.06.97)  
 特願平9/164555 1997年6月20日(20.06.97)  
 特願平9/171803 1997年6月27日(27.06.97)

(71) 出願人 (米国を除くすべての指定国について)  
 トヨタ自動車株式会社

(TOYOTA JIDOSHA KABUSHIKI KAISHA)[JP/JP]  
 〒471 愛知県豊田市トヨタ町1番地 Aichi, (JP)

(72) 発明者; および

(75) 発明者/出願人 (米国についてののみ)

坂本 繁(SAKAMOTO, Shigeru)[JP/JP]

大沼 豊(OHNUMA, Yutaka)[JP/JP]

伊藤健治(ITO, Kenji)[JP/JP]

鈴木雅邦(SUZUKI, Masakuni)[JP/JP]

澤田耕一(SAWADA, Kouichi)[JP/JP]

磯野 宏(ISONO, Hiroshi)[JP/JP]

野口 登(NOGUCHI, Noboru)[JP/JP]

〒471 愛知県豊田市トヨタ町1番地

トヨタ自動車株式会社内 Aichi, (JP)

(74) 代理人

弁理士 神戸典和, 外(KANDO, Norikazu et al.)

〒450 愛知県名古屋市中村区名駅三丁目14番16号 東洋ビル  
創和国際特許事務所 Aichi, (JP)

(81) 指定国 CA, CN, KR, MX, US, 欧州特許 (AT, BE, CH, DE, DK, ES, FI, FR, GB, GR, IE, IT, LU, MC, NL, PT, SE).

添付公開書類

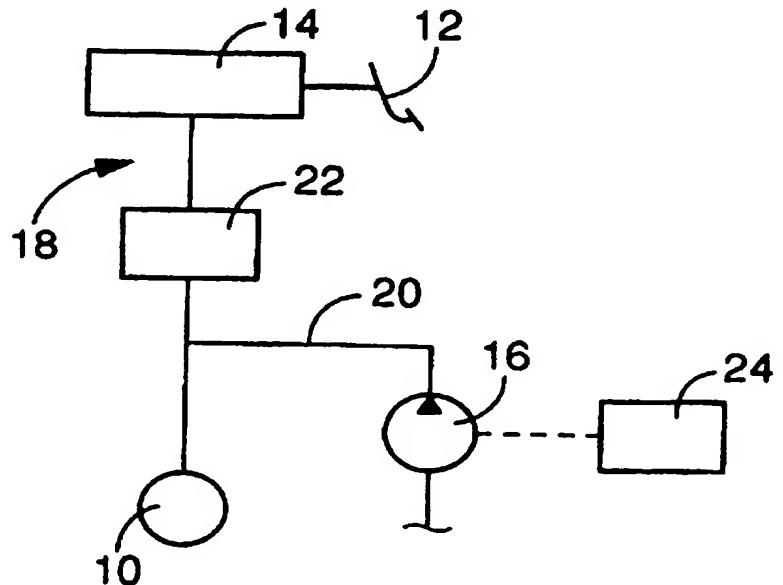
国際調査報告書

(54)Title: BRAKING DEVICE

(54)発明の名称 ブレーキ装置

(57) Abstract

Connected midway a primary passage (18), which connects a master cylinder (14) and a braking cylinder (10) to each other, is a discharge side of a pump (16) through an auxiliary passage (20), and provided on a portion of the primary passage (18) between a connection of the primary passage (18) and the auxiliary passage (20) and the master cylinder (14) is a pressure regulating valve (22) adapted to permit a working liquid from the pump (16) to leak to the master cylinder (14) when a discharge pressure of the pump (16) tends to be higher than a set value relative to a master cylinder liquid pressure. The pump (16) is actuated during a braking operation and when it is necessary to generate a higher liquid pressure in the braking cylinder (10) than the master cylinder liquid pressure.



(57) 要約

マスタシリンダ(14)とブレーキシリンダ(10)とを互いに接続する主通路(18)の途中に補助通路(20)によりポンプ(16)の吐出側を接続し、主通路(18)のうち補助通路(20)との接続点とマスタシリンダ(14)との部分に圧力制御弁(22)を設け、かつ、その圧力制御弁(22)を、ポンプ(16)の吐出圧がマスタシリンダ液圧に対して設定値より高くなろうとしたときにポンプ(16)からの作動液をマスタシリンダ(14)に逃がすものとするとともに、ポンプ(16)を、ブレーキ操作中であって、マスタシリンダ液圧より高い液圧をブレーキシリンダ(10)に発生させることが必要である場合に作動させる。

PCTに基づいて公開される国際出願のパンフレット第一頁に記載されたPCT加盟国を特定するために使用されるコード(参考情報)

AL	アルバニア	ES	スペイン	LK	スリランカ	SE	スウェーデン
AM	アルメニア	FI	フィンランド	LR	リベリア	SG	シンガポール
AT	オーストリア	FR	フランス	LS	レソト	SI	スロヴェニア共和国
AU	オーストラリア	GA	ガボン	LT	リトアニア	SK	スロバキア共和国
AZ	アゼルバイジャン	GB	英国	LU	ルクセンブルグ	SL	シエラレオネ
BA	ボスニア・ヘルツェゴビナ	GE	グルジア	LV	ラトヴィア	SN	セネガル
BB	バルバドス	GH	ガーナ	MC	モナコ	SZ	スワジランド
BE	ベルギー	GM	ガンビア	MD	モルドヴァ共和国	TD	チャード
BF	ブルキナ・ファソ	GN	ギニア	MG	マダガスカル	TG	トゴ
BG	ブルガリア	GW	ギニア・ビサウ	MK	マケドニア旧ユーゴスラヴィア共和国	TJ	タジキスタン
BJ	ベナン	GR	ギリシャ	ML	マリ	TM	トルクメニスタン
BR	ブラジル	HU	ハンガリー	MN	モンゴル	TR	トルコ
BY	ベラルーシ	ID	インドネシア	MR	モーリタニア	TT	トリニダード・トバゴ
CA	カナダ	IE	アイルランド	MW	マラウイ	UA	ウクライナ
CF	中央アフリカ共和国	IL	イスラエル	MX	メキシコ	UG	ウガンダ
CG	コンゴ	IS	アイスランド	NE	ニジェール	US	米国
CH	スイス	IT	イタリア	NL	オランダ	UZ	ウズベキスタン
CI	コート・ジボアール	JP	日本	NO	ノルウェー	VN	ヴェトナム
CM	カメルーン	KE	ケニア	NZ	ニュージーランド	YU	ユーゴスラビア
CN	中国	KG	キルギスタン	PL	ポーランド	ZW	ジンバブエ
CU	キューバ	KP	朝鮮民主主義人民共和国	PT	ポルトガル		
CZ	チェコ共和国	KR	大韓民国	RO	ルーマニア		
DE	ドイツ	KZ	カザフスタン	RU	ロシア連邦		
DK	デンマーク	LC	セントルシア	SD	スーダン		
EE	エストニア	LI	リヒテンシュタイン				

## 明 細 書

## ブレーキ装置

## 技術分野

本発明は、車両用のブレーキ装置に関するものであり、特に、運転者によるブレーキ操作中におけるブレーキ操作力とブレーキシリンダ液圧との関係を制御する技術に関するものである。

## 背景技術

ブレーキ装置は一般に、運転者により操作されて車両を制動するために、図 4 3 に概念的に示すように、ブレーキ操作部材 9 0 0 と車輪 9 0 2 との間にいくつかの要素が直列に並んで構成される。ブレーキ操作機構 9 0 4、ブースタ 9 0 6、マスタシリンダ 9 0 8、ブレーキシリンダ 9 1 0、ブレーキ摩擦材 9 1 2 および回転体 9 1 4 が直列に並んで構成されるのである。

ここに、ブレーキ操作機構 9 0 4 は、運転者によりブレーキ操作部材 9 0 0 に付与された操作力  $F$  をブースタ 9 0 6 に伝達する。ブースタ 9 0 6 は、ブレーキ操作機構 9 0 4 から入力された力を圧力を利用して倍力し、その力をマスタシリンダ 9 0 8 に出力する。ブースタ 9 0 6 は、図 4 4 に示すように、助勢限界に達するまでは、入力された力をいわゆるサーボ比で倍力した力を出力とすることかできるが、助勢限界に達した後には、倍力はできない。マスタシリンダ 9 0 8 は、加圧ピストンを有し、ブースタ 9 0 6 から出力された力を加圧ピストンにより液圧に変換する。ブレーキシリンダ 9 1 0 は、ブレーキピストンを有し、マスタシリンダ 9 0 8 から供給された液圧を力に変換する。ブレーキ摩擦材 9 1 2 は、ブレーキシリンダ 9 1 0 から出力された力により、制動すべき車輪 9 0 2 と共に回転する回転体 9 1 4（ブレーキロータ、ブレーキドラム等）に押し付けられ、その回転体 9 1 4 と共同して車輪 9 0 2 の回転を抑制する。その回転の抑制により車体に減速度  $G$  が発生することになる。

ブレーキ装置には、ブレーキ操作力の割りに高い液圧をブレーキシリンダに発生させたいという要望がある。例えば、ブレーキの鳴きおよび振動を低減させるための対策として、ブレーキ摩擦材に摩擦係数が低い材料を使用したり、圧縮歪みが大きい材料を使用する対策があり、それら対策を講じると、図 4 5 に示すように、車体減速度  $G$  の操作力  $F$  に対する比で表されるブレーキの効きが低下してしまうから、それら対策をブレーキの効きを低下させることなく講じるために、ブレーキ操作力の割りに高い液圧をブレーキシリンダに発生させたいという要望があるのである。

このブレーキシリンダ液圧の高圧化という要望を満たすための対策として、例えば、マスタシリンダにおける加圧ピストンを小径化する対策がある。しかし、この対策を講じると、加圧ピストンの押しのけ容積が減少し、加圧ピストンの必要ストロークが増加して、マスタシリンダの長手寸法が増大するという新たな問題が生じる。また、ブレーキシリンダ液圧の高圧化という要望を満たすための対策として、ブースタのサーボ比を増加させるという対策もある。しかし、この対策を講じると、図 4 6 に示すように、ブースタの助勢限界点が低下し、操作力  $F$  が小さい領域でブレーキの効きが大きく変化してしまい、ブレーキ操作フィーリングが低下してしまうという新たな問題が生じる。

以上要するに、ブレーキ操作力の割に高い液圧をブレーキシリンダに発生させるために、マスタシリンダおよびブースタで対応するには限界があり、ブレーキ操作力とブレーキシリンダ液圧との関係を自由に制御することが困難であるという問題があるのである。

#### 発明の開示

本発明は以上の事情を背景としてなされたものであり、その課題は、マスタシリンダおよびブースタとは別の液圧源により、ブレーキ操作力とブレーキシリンダ液圧との関係を制御可能なブレーキ装置を提供することにある。

この課題は下記態様のブレーキ装置によって解決される。なお、以下の説明において、本発明の各態様を、それぞれに項番号を付して請求の範囲と同じ形式で



記載する。各項に記載の特徴を組み合わせる採用することの可能性を明示するためである。

(1) 運転者により操作されるブレーキ操作部材と、

そのブレーキ操作部材の操作に基づいて液圧を発生させるマスタシリンダと、

そのマスタシリンダと主通路により接続され、その主通路から供給される液圧によって作動するブレーキシリンダを有し、車輪の回転を抑制するブレーキと、

前記マスタシリンダの液圧より高い液圧を前記ブレーキシリンダに発生させる増圧装置であって、

(a) 前記主通路の途中に設けられ、マスタシリンダとブレーキシリンダとの間における作動液の双方向の流れを許容する第1状態と、少なくともブレーキシリンダからマスタシリンダへ向かう作動液の流れを阻止する第2状態とを含む複数の状態に切り換わる流通制御装置と、

(b) 主通路のうちその流通制御装置と前記ブレーキシリンダとの間の部分に補助通路により接続された液圧源と、

(c) 前記ブレーキ操作部材の操作中であって、前記マスタシリンダの液圧より高い液圧を前記ブレーキシリンダに発生させることが必要である場合に、前記液圧源に作動液を供給させる液圧源制御装置と、

(d) 前記ブレーキシリンダの液圧を、前記マスタシリンダの液圧より高い状態において前記ブレーキ操作部材の操作力に応じて変化させる変圧装置と

を有する増圧装置と

を含むことを特徴とするブレーキ装置。

このブレーキ装置によれば、マスタシリンダおよびブースタとは別の液圧源により、ブレーキ操作力とブレーキシリンダ液圧との関係が制御可能となり、ブレーキ操作力の割りに高い液圧をブレーキシリンダに容易に発生可能となるという効果が得られる。

そして、この効果により、マスタシリンダおよびブースタはもちろん、ブレー

キ摩擦材に要求される性能が低減可能となり、よって、ブレーキ構成部品のうちその液圧源以外の構成部品にかかる負担を増加させることなく、例えば、ブレーキの効きの特性を制御する効き特性制御や、緊急ブレーキ操作時にブレーキ操作力の不足を補うブレーキアシスト制御を実行することが可能となる。

さらに、このブレーキ装置によれば、ブレーキシリンダの液圧の高さがブレーキ操作力に応じて決定されるため、ブレーキ操作力とは無関係に決定される場合とは異なり、ブレーキ操作力の大きさがブレーキシリンダの液圧の高さに反映され、よって、ブレーキシリンダ液圧の高さをブレーキ操作力との関係において容易に適正化し得るという効果が得られる。

このブレーキ装置において「液圧源」は例えば、ブレーキ用の液圧源としたり、ブレーキ以外の用途を有する液圧源、例えば、パワーステアリング用の液圧源とすることができる。また、「液圧源」は例えば、常時高压の作動液を蓄える形式の液圧源、例えば、アキュムレータを主体とする形式としたり、必要に応じて高压の作動液を発生させる形式の液圧源、例えば、ポンプを主体とする形式とすることができる。ただし、「液圧源」をアキュムレータを主体とする形式とする場合には、アキュムレータの他に、アキュムレータが作動液を放出することを許可する状態と禁止する状態とに切り換える制御弁が設けられるのが普通であり、この場合には、その制御弁の作用によって液圧源が作動液を供給する状態と供給しない状態とに切り換えられることになる。

また、このブレーキ装置において「液圧源制御装置」は例えば、液圧源からの作動液供給を、ブレーキ操作力に関連するブレーキ操作力関連量が基準値を超えた場合に行なう形式としたり、運転者により緊急ブレーキ操作が行われた場合に行う形式としたり、当該ブレーキ装置に設けられているブースタの倍力が正常でない場合に行う形式としたり、そのブースタが助勢限界に到達した場合に行う形式としたり、当該ブレーキ装置のブレーキにヒートフェードやウォータフェードが発生している場合に行う形式としたり、当該車両が走行している路面の摩擦係数が標準値より高い場合に行う形式としたり、当該車両の積載荷重が標準値より大きい場合に行う形式としたり、運転者がブレーキシリンダ液圧を高めになりたい

という意思表示をした場合に行う形式としたり、それら形式のうちの複数を組み合わせる形式とすることができる。

ここに、「ブレーキ操作力関連量」には例えば、ブレーキ操作部材の操作力、操作ストローク、マスタシリンダ液圧、ブレーキシリンダ液圧、車輪制動力、車体減速度等、ブレーキ操作に関連する物理量や、ブレーキ操作の有無等、ブレーキ操作に関連する状態が含まれる。

また、このブレーキ装置において「変圧装置」は例えば、「流通制御装置」を電氣的にまたは機械的に制御することによってブレーキシリンダの液圧を制御する形式としたり、「流通制御装置」を前記第 2 状態に維持しつつ、「液圧源」からの作動液の吐出量を制御することによってブレーキシリンダの液圧を制御する形式とすることができる。後者の形式においては、「液圧源」がポンプを主体とする形式である場合に、そのポンプを駆動するモータの励磁電流をデューティ制御する態様としたり、ポンプが吸入側に、そのポンプによる作動液の吸入を許容する状態と阻止する状態とに切り換わる電磁吸入弁を有する場合に、その電磁吸入弁を駆動するソレノイドの励磁電流をデューティ制御する態様とすることができる。また、「変圧装置」は、当該ブレーキ装置が、アンチロック制御等、自動液圧制御機能を果たすために後述の電磁液圧制御装置を含む場合に、「流通制御装置」を前記第 2 状態に維持しつつ、その電磁液圧制御装置を制御することによってブレーキシリンダの液圧を制御する形式とすることもできる。

(2) 前記流通制御装置および前記変圧装置が、前記主通路に設けられた圧力制御装置であって、前記液圧源から作動液が供給されている状態では、圧力制御装置よりブレーキシリンダ側の第 2 液圧がマスタシリンダ側の第 1 液圧より高いがその差が目標差圧以下であれば前記第 2 状態に切り換わり、第 2 液圧が第 1 液圧より高くかつその差が前記目標差圧より大きくなろうとすれば前記第 1 状態に切り換わることにより、第 2 液圧を第 1 液圧より高くかつその差が前記目標差圧となるように制御する圧力制御装置により構成されている(1) 項に記載のブレーキ装置。

このブレーキ装置においては、圧力制御装置が液圧源からの余剰の作動液をマ

スタシリンダに逃がすとともにその逃がすときの液圧源の液圧の高さをマスタシリンダ液圧に基づいて変化させる。マスタシリンダは、それに外部から作動液が供給されても、その加圧室の容積が増加してブレーキ操作部材が非作用位置に向かって戻されるのみで、運転者によりブレーキ操作力がほぼ一定に保持されるから、マスタシリンダに液圧源から余剰の作動液が供給されても、ブレーキ操作力はほとんど増加しない。このようなマスタシリンダの性質を積極的に利用することにより、マスタシリンダ液圧より目標差圧だけ高い液圧がブレーキシリンダに発生させられるのである。

したがって、このブレーキ装置によれば、マスタシリンダ液圧を基準としてブレーキシリンダ液圧が相対的に制御されるため、マスタシリンダ液圧の高さかブレーキシリンダ液圧の高さに容易に反映され、よって、ブレーキシリンダ液圧の制御性が向上するという効果が得られる。

このブレーキ装置において「目標差圧」は、一定値としたり可変値とすることができる。可変値とする場合には、その大きさをブレーキ操作力関連量に基づいて変化させたり、そのブレーキ操作力関連量とブースタ倍力状態関連量等、他の変数との共同によって変化させることができる。

このブレーキ装置の一実施態様においては、前記圧力制御装置が、前記主通路におけるマスタシリンダ側とブレーキシリンダ側との間の作動液の流通状態を制御する弁子および弁座を有し、前記液圧源から作動液が供給されていない状態では、前記弁子および弁座により、前記主通路におけるマスタシリンダ側とブレーキシリンダ側との間の作動液の双方向の流れを許容し、液圧源から作動液が供給されている状態では、同じ弁子および弁座により、ブレーキシリンダ側の第2液圧がマスタシリンダ側の第1液圧より高いがその差が目標差圧以下であれば、前記液圧源から前記マスタシリンダへ向かう作動液の流れを阻止し、第2液圧が第1液圧より高くかつその差が前記目標差圧より大きくなろうとすれば、液圧源からマスタシリンダへ向かう作動液の流れを許容することにより、第2液圧を第1液圧より高くかつその差が前記目標差圧となるように制御するものとされる。

(3) 前記液圧源が、作動液を吸入側から吸入して吐出側に吐出するポンプであ

って、その吐出側が前記補助通路により前記主通路に接続されているものを含む  
(1) または(2) 項に記載のブレーキ装置。

このブレーキ装置によれば、液圧源としてポンプを採用することによってブレーキシリンダ液圧の増圧が可能となるという効果が得られる。

特に、このブレーキ装置を前項に記載のブレーキ装置と共に実施する場合には、次のような効果が得られる。すなわち、液圧源をポンプとし、それから吐出される作動液を直接に前記圧力制御装置に供給する場合には、ポンプは、その吐出圧の高さが吐出先の液圧の高さに依存し、吐出先の液圧の高さの変化に追従して変化するという性質を有することから、液圧源をアキュムレータとする場合に比較して、液圧源の液圧をマスタシリンダ液圧の変化に追従させることが容易となる。したがって、本項に記載のブレーキ装置を前項に記載のブレーキ装置と共に実施する場合には、ブレーキシリンダ液圧をマスタシリンダ液圧の変化に追従させるために、圧力制御装置の構造が複雑にならずに済むという特有の効果が得られるのである。

本項に記載のブレーキ装置を前項に記載のブレーキ装置と共に実施する際の形態様においては、図 1 に概略的に示すように、ブレーキシリンダ 10 の液圧源として、ブレーキ操作部材 12 の操作力に応じた高さの液圧を発生させるマスタシリンダ 14 と、作動液を吸入側から吸入して吐出側に吐出するポンプ 16 とがそれぞれ設けられ、マスタシリンダ 14 とブレーキシリンダ 10 とを互いに接続する主通路 18 の途中に、補助通路 20 によりポンプ 16 の吐出側が接続され、その主通路 18 のうち補助通路 20 との接続点とマスタシリンダ 14 との部分に圧力制御弁 22 (圧力制御装置の一例) が設けられ、かつ、その圧力制御弁 22 が、ポンプ 16 の非作動時には、マスタシリンダ 14 とブレーキシリンダ 10 との間の作動液の双方向の流れを許容し、一方、ポンプ 16 の作動時には、ポンプ 16 からの余剰の作動液をマスタシリンダ 14 に逃がすとともにその逃がすときのポンプ 16 の吐出圧の高さをマスタシリンダ液圧に基づいて変化させるものとされ、さらに、ポンプ 16 に、運転者によるブレーキ操作中であって、マスタシリンダ 14 の液圧より高い液圧をブレーキシリンダ 10 に発生させることが必要で

ある場合に、ポンプ 16 を作動させるポンプ作動装置 24（液圧源制御装置の一例）が設けられる。

（4）前記液圧源制御装置が、運転者による車両の運転状態が設定運転状態である場合に、前記液圧源に作動液を供給させる設定運転状態時制御手段を含む(1)ないし(3)項のいずれかに記載のブレーキ装置。

このブレーキ装置によれば、ブレーキ操作力とブレーキシリンダ液圧との関係を運転状態との関係において適正化可能となるという効果が得られる。

（5）前記液圧源制御装置が、運転者が車両を緊急に制動するために前記ブレーキ操作部材を操作する場合に、前記液圧源に作動液を供給させる緊急ブレーキ操作時制御手段を含む(1)ないし(4)項のいずれかに記載のブレーキ装置。

このブレーキ装置によれば、前記ブレーキアシスト制御を実行可能となり、車両の安全性が向上するという効果が得られる。

このブレーキ装置の一実施態様においては、前記緊急ブレーキ操作時制御手段に、緊急ブレーキ操作を検出する緊急ブレーキ操作検出手段が設けられる。この緊急ブレーキ操作検出手段は例えば、前記ブレーキ操作力関連量の変化速度（ブレーキ操作部材の操作位置の変化速度である操作速度を含む）が基準値より大きい状態を検出することにより、緊急ブレーキ操作を検出する手段を含むものとすることができる。また、この緊急ブレーキ操作検出手段は例えば、その変化速度（動的検出値）とブレーキ操作力関連量（静的検出値）との双方に基づいて緊急ブレーキ操作を検出する手段を含むものとすることもできる。例えば、ブレーキ操作部材の操作速度が基準値を超え、かつ、マスタシリンダ液圧が基準値を超えたときに緊急ブレーキ操作を検出する手段を含むものとすることもできるのである。

（6）さらに、前記ブレーキ操作部材と前記マスタシリンダとの間に設けられ、ブレーキ操作部材の操作力を助勢してマスタシリンダに伝達するブースタを含み、前記液圧源制御装置が、そのブースタによる倍力が正常でない場合に、前記液圧源に作動液を供給させるブースタ倍力異常時制御手段を含む(1)ないし(5)項のいずれかに記載のブレーキ装置。

このブレーキ装置によれば、当該ブレーキ装置がブースタを有する場合に、そのブースタの異常に伴う車両制動力の低下を抑制することが可能となるという効果が得られる。すなわち、ブースタの異常の有無とは無関係に、ブレーキ操作力とブレーキシリンダ液圧との関係を適正に維持することが可能となるという効果が得られるのである。

このブレーキ装置において「ブースタ」は、負圧と大気圧との差圧に基づいてブレーキ操作力を助勢するバキュームブースタとしたり、液圧に基づいてブレーキ操作力を助勢する液圧ブースタとすることができる。

このブレーキ装置の一実施態様においては、前記ブースタ倍力異常時制御手段に、ブースタの倍力状態を表す倍力状態量を検出する倍力状態量検出手段が設けられる。ここに、倍力状態量検出手段は、ブースタが例えばバキュームブースタである場合には、そのバキューム圧を倍力状態量として検出するバキューム圧センサを含むものとすることができる。

(7) 前記圧力制御装置が、(a) 前記主通路におけるマスタシリンダ側とブレーキシリンダ側との間の作動液の流通状態を制御する弁子および弁座と、それら弁子および弁座の少なくとも一方に、それら弁子と弁座との相対移動を制御するために作用する磁気力を発生させる磁気力発生手段とを有し、その磁気力に基づいて前記目標差圧が変化する電磁式圧力制御弁と、(b) 前記磁気力を制御する磁気力制御装置とを含む(2) 項に記載のブレーキ装置。

このブレーキ装置によれば、磁気力発生手段の磁気力を制御することにより、マスタシリンダ液圧とブレーキシリンダ液圧との関係が制御されるため、両液圧間の差を自由に制御可能となり、マスタシリンダ液圧に対して常に同じ量だけ増加するようにブレーキシリンダ液圧を制御したり、マスタシリンダ液圧に対してリニアまたは非リニアである予め定められた特性で増加するようにブレーキシリンダ液圧を制御することが可能となるという効果が得られる。

また、このブレーキ装置によれば、ブレーキ操作中においてある時期と別の時期とで、同じ高さのブレーキシリンダ液圧に対応するマスタシリンダ液圧からの相対増加量を互いに異ならせることも可能となり、例えば、ブレーキ操作状態の

うち緊急ブレーキ操作時においてそうでない時におけるより、ブレーキシリンダ液圧が高くなるように制御することにより、緊急ブレーキ操作時には前記ブレーキアシスト制御を実行し、そうでないときには前記効き特性制御を実行可能となるという効果が得られる。

さらに、このブレーキ装置によれば、磁気力発生手段の磁気力を制御することにより、ブレーキシリンダ液圧をマスタシリンダ液圧より高める制御の実行時期も自由に制御可能となり、マスタシリンダ液圧とブレーキシリンダ液圧との関係をより自由に制御可能となるという効果が得られる。

このブレーキ装置において、マスタシリンダとブレーキシリンダとの差圧と磁気力との関係は、磁気力が増加するにつれて差圧が増加する関係とすることも、逆に、磁気力が減少するにつれて差圧が増加する関係とすることもできる。後者の関係は例えば、磁気力とは逆向きに作用するスプリングにある程度大きな予荷重を与えておき、それを磁気力によって減殺することによって実現可能である。

また、このブレーキ装置における「磁気力制御装置」は例えば、磁気力を電磁的に制御したり、機械的に制御するものとすることが可能であり、例えば、磁気力を電磁的に制御する場合には、磁気力発生手段に与える電流値や電圧値を制御することになる。

このブレーキ装置の一実施態様においては、前記電磁式圧力制御弁が、前記磁気力発生手段としてのソレノイドを有し、そのソレノイドの磁気力に基づき、前記弁子が前記弁座に着座することを阻止する非作用状態とその着座を許容する作用状態とに切り換わり、非作用状態では、前記主通路において前記マスタシリンダ側とブレーキシリンダ側との間での双方向の作動液の流れを許容し、作用状態では、前記第2液圧が第1液圧に対して前記ソレノイドの磁気力に基づく前記目標差圧より高くなろうとすれば、ブレーキシリンダ側からマスタシリンダ側へ向かう作動液の流れを許容し、第2液圧が第1液圧より高いがその差が前記ソレノイドの磁気力に基づく前記目標差圧以下であれば、ブレーキシリンダ側からマスタシリンダ側へ向かう作動液の流れを阻止するものとされる。



別の実施態様においては、前記磁気力制御装置が、(a) 前記ブレーキ操作力に関連する量を検出するブレーキ操作力関連量センサと、(b) 検出されたブレーキ操作力関連値に基づいて前記磁気力発生部材の磁気力を制御することにより、前記ブレーキ操作部材の操作力に基づいて前記目標差圧を変化させる磁気力制御手段とを含むものとされる。ここに、「磁気力制御手段」は例えば、ブースタの助勢限界の前後を問わず、ブレーキシリンダ液圧がマスタシリンダ液圧に対してほぼリニアに増加する態様で前記効き特性制御を実行するものとされる。

さらに別の実施態様においては、前記磁気力制御装置が、(a) 前記ブレーキ操作力関連量センサと、(b) 前記ブースタの倍力状態を表す倍力状態量を検出する倍力状態量センサと、(c) 検出されたブレーキ操作力関連量と倍力状態量とに基づいて前記磁気力発生手段の磁気力を制御することにより、ブースタの倍力状態に基づいて前記目標差圧を変化させる磁気力制御手段とを含むものとされる。ここに、「磁気力制御手段」は例えば、ブースタの異常の有無を問わず、ブレーキシリンダ液圧がマスタシリンダ液圧に対してほぼリニアに増加する態様で前記効き特性制御を実行するものとされる。具体的には、「磁気力制御手段」は例えば、前記倍力状態量センサからの出力信号に基づき、倍力状態を正常状態と異常状態とのいずれかに判定し、その結果に基づき、目標磁気力を2種類に決定するものとすることができる。また、「磁気力制御手段」は、倍力状態量センサからの出力信号に基づき、倍力状態を倍力状態量の正常状態量からのずれ量で判定し、その結果に基づき、目標磁気力を3以上の種類に決定するものとすることもできる。特に、後者の場合には、ブースタが失陥したとは言えない程度の異常がブースタに発生した場合にも、その異常に伴うブースタの倍力低下量が補われるように磁気力を制御可能となり、ブースタの倍力状態の変化にきめ細かく対応可能となる。

さらに別の実施態様においては、前記磁気力制御装置が、(a) 前記ブレーキ摩擦材と前記回転体との間の摩擦係数が低下したことを検出する摩擦係数低下検出手段と、(b) その摩擦係数の低下が検出された場合において検出されない場合におけるより前記ブレーキシリンダ液圧を高くするのに必要な大きさに前記磁気力

発生手段の磁気力を制御する磁気力制御手段とを含むものとされる。ここに、「磁気力制御手段」は例えば、ヒートフェード、ウォーターフェード等により、ブレーキ摩擦材と回転体との間の摩擦係数が低下した否かを問わず、ブレーキシリンダ液圧がマスタシリンダ液圧に対してほぼ同じ勾配で増加する態様で前記効き特性制御を実行するものとされる。

さらに別の実施態様においては、前記磁気力制御装置が、(a) 緊急ブレーキ操作を検出する緊急ブレーキ操作検出手段と、(b) 緊急ブレーキ操作が検出された場合において検出されない場合におけるより前記ブレーキシリンダ液圧を高くするのに必要な大きさに前記磁気力発生手段の磁気力を制御する磁気力制御手段とを含むものとされる。ここに、「磁気力制御手段」は例えば、前記ブレーキアシスト制御を実行するものとされる。

なお、本項に記載のブレーキ装置は、(3) ないし(6) 項のいずれかに記載のブレーキ装置と共に実施することが可能である。

(8) 前記液圧源が、作動液を吸入側から吸入して吐出側に吐出するポンプであって、その吐出側が前記補助通路により前記主通路に接続されているものを含み、かつ、当該ブレーキ装置が、さらに、前記ブレーキシリンダの液圧を自動制御する自動液圧制御装置であって、(a) 前記ポンプの吸入側とポンプ通路により接続され、作動液を蓄えるリザーバと、(b) 前記主通路のうち前記補助通路との接続点と前記ブレーキシリンダとの間の部分に接続され、ブレーキシリンダを前記ポンプの吐出側に連通させる状態と前記リザーバに連通させる状態とを含む複数の状態を選択的に実現する電磁液圧制御装置とを有するものを含み、かつ、前記磁気力制御装置が、その自動液圧制御装置による自動制御時に、前記圧力制御装置において弁子が弁座に着座し続けることにより前記ポンプから前記マスタシリンダへ向かう作動液の流れが阻止されるように前記磁気力発生手段の磁気力を制御する自動制御時磁気力制御装置を含む(7) 項に記載のブレーキ装置。

このブレーキ装置によれば、本来マスタシリンダ液圧とブレーキシリンダ液圧との関係を制御する際に使用される圧力制御弁が自動制御時にも使用されることとなり、圧力制御弁の有効利用が図れて、自動制御をマスタシリンダの影響を受

けることなく行うためにブレーキ装置の部品点数が増加せずに済む。

(9) 前記圧力制御装置が、(a) 前記主通路におけるマスタシリンダ側とブレーキシリンダ側との間の作動液の流通状態を制御する弁子および弁座と、(b) 前記第1液圧を大径部、第2液圧を小径部でそれぞれ互いに逆向きに受ける段付きのピストンであって、前記弁子および弁座の少なくとも一方に、それら弁子と弁座との相対移動を制御するために作用する機械的力を発生させるものとを有し、そのピストンの大径部および小径部のそれぞれの受圧面積と前記第1液圧とに基づいて前記目標差圧が変化する機械式圧力制御弁を含む(2) 項に記載のブレーキ装置。

このブレーキ装置によれば、マスタシリンダ液圧とブレーキシリンダ液圧との関係が機械的に制御されるため、それら両者の関係を車両における電力の消費量を増加させることなくかつ比較的高い信頼性の下に制御可能となる。

このブレーキ装置の一実施態様においては、前記機械式圧力制御弁が、(a) ハウジングと、(b) そのハウジングに形成された段付きのシリンダボアであって、大径部において前記マスタシリンダ側、その小径部において前記ブレーキシリンダ側とそれぞれ連通するものと、(c) 前記シリンダボアに摺動可能に嵌合され、前記マスタシリンダ側において大径部、前記ブレーキシリンダ側において小径部がそれぞれ形成された前記ピストンと、(d) そのピストンが前記ハウジングに嵌合されることにより形成された、マスタシリンダ側の第1液室、ブレーキシリンダ側の第2液室、およびシリンダボアの段付き部とピストンの段付き部との間の大気圧室と、(e) 前記ピストンに形成され、前記第1液室と第2液室とを互いに連通させる連通路と、(f) その連通路を開閉する連通路開閉弁であって、前記ピストンと一体的に移動可能に形成され、連通路に連通するとともに第2液室に対向する弁座、その弁座に着座すべき弁子、それら弁子と弁座との接近限度を規定する接近限度規定部材、およびそれら弁子と弁座とを接近限度位置に向かって付勢するスプリングを有するものと、(g) 前記ハウジングに設けられ、前記ピストンに当接することによってそのピストンの前進限度を規定する前進限度規定部材であって、その前進限度が、前記連通路開閉弁において弁子が弁座に着座した

位置から前記ピストンが一定距離前進した位置に規定されているものを含む機械式圧力制御弁とされる。

なお、本項に記載のブレーキ装置は、(3) ないし(6) 項のいずれかに記載のブレーキ装置と共に実施することが可能である。

(10)前記液圧源が、作動液を吸入側から吸入して吐出側に吐出するポンプであって、その吐出側が前記補助通路により前記主通路に接続されているものを含み、かつ、当該ブレーキ装置が、さらに、前記主通路のうち前記マスタシリンダと前記圧力制御装置との間の部分である上流側部分と前記ポンプの吸入側とにそれぞれ接続され、その上流側部分の作動液をその液圧を低下させることなく前記ポンプの吸入側に導入する作動液導入装置を含む(1) ないし(9) 項のいずれかに記載のブレーキ装置。

主通路の上流側部分内の作動液を利用してポンプによる作動液の加圧を行うためには、その高圧の作動液を一旦、作動液をほぼ大気圧下に収容するリザーバ内に供給し、その後、ポンプによりリザーバからその作動液を汲み上げてブレーキシリンダ側に吐出することが考えられる。しかし、この場合には、マスタシリンダにより加圧された作動液がリザーバによって低圧された後にポンプにより加圧されることとなる。これに対し、この(10)項に記載のブレーキ装置によれば、マスタシリンダにより加圧された作動液がリザーバによって低圧にされることなくポンプにより加圧されるため、低圧にされた作動液を加圧する場合に比較してポンプの作動応答性が向上するとともに、ポンプはマスタシリンダ液圧からの差圧分だけ作動液を加圧すればよくなるため、ポンプの低能力化および消費エネルギーの節減が容易となる。

このブレーキ装置の一実施態様においては、当該ブレーキ装置が、さらに、前記ブレーキシリンダの液圧を自動制御する自動液圧制御装置であって、(a) 前記ポンプの吸入側とポンプ通路により接続され、作動液を蓄えるリザーバと、(b) 前記主通路のうち前記補助通路との接続点と前記ブレーキシリンダとの間の部分に接続され、ブレーキシリンダを前記ポンプの吐出側に接続する状態と前記リザーバに接続する状態とを含む複数の状態を選択的に実現する電磁液圧制御装置と

を有するものを含み、かつ、前記作動液導入装置が、(c) 前記主通路のうち前記マスタシリンダと前記圧力制御装置との間の部分と前記ポンプ通路とを互いに接続する第2の補助通路と、(d) 前記ポンプ通路のうち前記第2の補助通路との接続点と前記リザーバとの間の部分に設けられ、前記リザーバから前記ポンプへ向かう作動液の流れは許容するがその逆向きの流れは阻止する逆止弁とを含んでいる。本実施態様によれば、ポンプの吸入側にリザーバが接続されているにもかかわらず、マスタシリンダからリザーバへ向かう作動液の流れが逆止弁により阻止される。

別の実施態様においては、前記作動液導入装置が、(a) 前記第2の補助通路と、(b) 前記逆止弁と、(c) 前記第2の補助通路の途中に設けられた流入制御弁であって、前記ポンプの作動中であって、前記自動液圧制御中でない場合に、前記マスタシリンダから前記リザーバへ向かう作動液の流れを許容する状態となり、ポンプの作動中であって、自動液圧制御中であり、かつ、少なくとも、ポンプにより汲み上げるべき作動液がリザーバに存在する場合に、マスタシリンダからリザーバへ向かう作動液の流れを阻止する状態となるものを含んでいる。本実施態様によれば、自動液圧制御中であって、ポンプにより汲み上げるべき作動液がリザーバに存在する場合に、ポンプが作動液をマスタシリンダから優先的に汲み上げることが阻止され、リザーバが作動液であふれる状態が継続しなくなり、リザーバによるブレーキシリンダの減圧作用が確保される。

さらに別の実施態様においては、前記作動液導入装置が、前記第2の補助通路の途中に設けられた流入制御弁であって、前記ポンプの非作動中に、前記マスタシリンダから前記リザーバへ向かう作動液の流れを許容する状態にあり、ポンプの作動中の少なくとも一時期に、その作動液の流れを阻止するものを含んでいる。本実施態様によれば、ポンプの非作動中、すなわち、ブレーキシリンダがポンプによってではなくマスタシリンダによって増圧されるブレーキ操作時に、マスタシリンダからブレーキシリンダへ向かう作動液の流れが前記主通路のみならず第2の補助通路および流入制御弁によっても実現され、万が一、主通路によるその流れが阻止されても、ブレーキシリンダに正常に液圧が発生させられる。

(11)さらに、前記ブレーキ操作部材と前記マスタシリンダとの間に設けられ、ブレーキ操作部材の操作力を助勢してマスタシリンダに伝達するブースタを含み、前記液圧源制御装置が、そのブースタの助勢限界時に、前記液圧源に作動液を供給させるブースタ助勢限界時制御手段を含む(1)ないし(10)項のいずれかに記載のブレーキ装置。

このブレーキ装置によれば、ブースタの助勢限界後には、ブースタに代わって液圧源によってブレーキ操作力が助勢されるため、ブースタの助勢限界の前後を問わず、ブレーキの効きが安定するという効果が得られる。

(12)前記変圧装置が、前記ブースタの助勢限界時に、前記ブレーキシリンダの液圧を、そのブレーキシリンダの液圧の前記ブレーキ操作部材の操作力に対する変化勾配がブースタの助勢限界前におけると実質的に同じとなるように変化させる手段を含む(11)項に記載のブレーキ装置。

このブレーキ装置によれば、ブレーキシリンダの液圧のブレーキ操作部材の操作力に対する変化勾配、すなわち、ブレーキの効きがブースタの助勢限界の前と後とで実質的に同じとなり、ブースタの助勢限界の存在にもかかわらずブレーキの効きが安定するという効果が得られる。

(13)前記増圧装置が、さらに、前記ブレーキ操作部材の操作力に関連する量を検出するブレーキ操作力関連量センサを含み、前記液圧源制御装置が、検出されたブレーキ操作力関連量が基準値に到達したときに、前記液圧源に作動液を供給させる基準値到達時制御手段を含む(1)ないし(12)項のいずれかに記載のブレーキ装置。

このブレーキ装置において「基準値」には例えば、ブースタが助勢限界に到達したときに取ることを予想されるブレーキ操作力関連量が選ばれる。

(14)前記ブレーキ操作力関連量センサが、車体減速度を検出する車体減速度センサを含む(13)項に記載のブレーキ装置。

前項に記載のブレーキ装置を実施しようとする際、「ブレーキ操作力関連量センサ」として例えば、ブレーキ操作力センサ、ブレーキ操作ストロークセンサ、マスタシリンダ液圧センサ等、ブレーキ操作力関連量を直接に検出するセンサを

使用することが考えられる。しかし、この場合には、ブレーキ操作力関連量を直接に検出するセンサが必要となるとともに、そのセンサが故障した場合には、ブレーキ操作力に関連付けた増圧装置の作動が実現されない。

一方、ブレーキ装置を備えた車両においては一般に、ブレーキ操作力の大きさがマスタシリンダ液圧の高さに反映され、マスタシリンダ液圧の高さがブレーキシリンダ液圧の高さに反映され、ブレーキシリンダ液圧の高さが車両制動力の大きさに反映され、車両制動力の大きさが車体減速度の高さに反映される。したがって、前項に記載のブレーキ装置を実施する際、ブレーキ操作力関連量を直接に検出することができない場合であっても、車体減速度さえ取得することができれば、ブレーキ操作力に関連付けた増圧装置の作動が可能となる。

かかる知見に基づいて本項に記載のブレーキ装置がなされたのであり、したがって、このブレーキ装置によれば、ブレーキ操作力関連量を直接に検出することができない場合であっても、ブレーキ操作力に関連付けた増圧装置の作動が可能となるという効果が得られる。

このブレーキ装置において「車体減速度センサ」は、車体減速度を直接に検出する形式とすることは可能であるが、車両においては普通、車速を検出する車速センサが設けられており、しかも、車速を時間に関して微分すれば車体減速度を取得することができるという事実に着目し、車速を時間に関して微分することによって車体減速度を間接に検出する形式とすることも可能である。

ところで、車速センサには、ドップラセンサ等、車速を直接に検出する形式があるが、車輪の回転速度である車輪速に基づいて間接に検出する形式もある。後者の形式の一例は、アンチロック制御装置において採用されている。アンチロック制御装置は、よく知られているように、(a) 複数個の車輪の各々の車輪速を検出する複数個の車輪速センサと、(b) 各輪のブレーキシリンダ液圧を制御する電磁液圧制御弁と、(c) それら複数個の車輪速センサにより検出された車輪速に基づき、車両制動時に各輪のロック傾向が過大にならないように、前記電磁液圧制御弁を制御するコントローラとを含むように構成される。ここに、コントローラは一般に、複数個の車輪速センサにより検出された複数個の車輪速に基づいて車

速を推定し、その推定車速と各輪の車輪速との関係に基づいて電磁液圧制御弁を制御するように設計される。

したがって、本項に記載のブレーキ装置において「車体減速度センサ」を、車速センサにより検出された車速を時間に関して微分することによって車体減速度を間接に検出する形式とした場合には、ハードウェアを追加することなくソフトウェアのみを追加することによって「車体減速度センサ」が構成されることとなり、「車体減速度センサ」の構造簡単化、軽量化およびコストダウンが図られるという効果が得られる。

(15)前記ブレーキ操作力関連量センサが複数個設けられた(13)または(14)項に記載のブレーキ装置。

このブレーキ装置によれば、ブレーキ操作力関連量センサが1個しか設けられていない場合に比較して、ブレーキ操作力関連量センサの故障に対する増圧装置の信頼性を容易に向上させ得るという効果が得られる。

(16)前記液圧源制御装置が、前記複数個のブレーキ操作力関連量センサのうち予め定められた少なくとも一つの第1センサが正常である場合には、その第1センサにより検出されたブレーキ操作力関連量が前記基準値に到達したときに、前記液圧源に作動液を供給させ、正常ではない場合には、前記複数個のブレーキ操作力関連量センサのうち第1センサとは異なる少なくとも一つの第2センサにより検出されたブレーキ操作力関連量が前記基準値に到達したときに、前記液圧源に作動液を供給させるフェイルセーフ手段を含む(15)項に記載のブレーキ装置。

このブレーキ装置によれば、複数個のブレーキ操作力関連量センサすべてが故障しない限り、ブレーキ操作力に関連付けた増圧装置の作動が可能となり、増圧装置の信頼性が向上するという効果が得られる。

このブレーキ装置の一実施態様においては、前記フェイルセーフ手段が、(a)前記複数個のブレーキ操作力関連量センサのうち予め定められた少なくとも一つの第1センサが正常であるか否かを判定する判定手段と、(b)第1センサが正常であると判定された場合には、その第1センサを選択し、正常ではないと判定さ



れた場合には、前記複数個のブレーキ操作力関連量センサのうち第1センサとは異なる少なくとも一つの第2センサを選択する選択手段と、(c) 選択されたブレーキ操作力関連量センサにより検出されたブレーキ操作力関連量が前記基準値に到達したときに、前記液圧源に作動液を供給させる作動液供給手段とを含むものとされる。

(17)前記複数個のブレーキ操作力関連量センサが、前記マスタシリンダの液圧を検出するマスタシリンダ液圧センサと、車体減速度を検出する車体減速度センサとを含み、前記第1センサが、前記マスタシリンダ液圧センサを含み、前記第2センサが、前記車体減速度センサを含む(16)項に記載のブレーキ装置。

(18)前記液圧源制御装置が、前記複数個のブレーキ操作力関連量センサにより検出された複数のブレーキ操作力関連量がすべて各基準値に到達したときに、前記液圧源に作動液を供給させるフェイルセーフ手段を含む(15)項に記載のブレーキ装置。

複数個のブレーキ操作力関連量センサすべてが正常である場合には、ブレーキ装置が増圧装置を作動させるべき状態に到達すれば、それら複数個のブレーキ操作力関連量センサにより検出された複数のブレーキ操作力関連量がすべて各基準値に到達する。これに対して、複数個のブレーキ操作力関連量センサの中に故障したものが存在する場合には、ブレーキ装置が増圧装置を作動させるべき状態に到達しても、それら複数のブレーキ操作力関連量がすべて各基準値に到達するわけではない。よって、それら複数のブレーキ操作力関連量がすべて各基準値に到達した場合に限って液圧源に作動液を供給させることとすれば、複数個のブレーキ操作力関連量センサがすべて正常である場合に限って液圧源からの作動液供給が行われ、それら複数個のブレーキ操作力関連量センサの一つが故障したために誤って液圧源から作動液が供給されてしまうことが防止される。

本項に記載のブレーキ装置によれば、ブレーキ操作力関連量センサの故障によって誤って液圧源から作動液が供給されることが防止され、増圧装置の信頼性が向上するという効果が得られる。

(19)前記複数個のブレーキ操作力関連量センサが、前記マスタシリンダの液圧

を検出するマスタシリンダ液圧センサと、前記ブレーキ操作部材の操作を検出するブレーキ操作センサとを含み、前記フェイルセーフ手段が、前記マスタシリンダ液圧センサにより検出されたマスタシリンダ液圧が前記基準値に到達し、かつ、前記ブレーキ操作センサによりブレーキ操作が検出されたときに、前記液圧源に作動液を供給させる第1手段を含む(18)項に記載のブレーキ装置。

このブレーキ装置によれば、マスタシリンダ液圧センサが故障したため、ブレーキ操作中でないにもかかわらずマスタシリンダ液圧センサにより検出されたマスタシリンダ液圧が基準値に到達した場合には、誤って液圧源から作動液が供給されることが防止され、増圧装置の信頼性が向上するという効果が得られる。

(20)前記複数個のブレーキ操作力関連量センサが、さらに、車体減速度を検出する車体減速度センサを含み、前記第1手段が、前記ブレーキ操作センサが正常である場合には、前記マスタシリンダ液圧センサにより検出されたマスタシリンダ液圧が前記基準値に到達し、かつ、ブレーキ操作センサによりブレーキ操作が検出されたときに、前記液圧源に作動液を供給させ、ブレーキ操作センサが正常ではない場合には、前記マスタシリンダ液圧センサにより検出されたマスタシリンダ液圧が前記基準値に到達し、かつ、前記車体減速度センサにより検出された車体減速度が前記基準値に到達したときに、前記液圧源に作動液を供給させる第2手段を含む(19)項に記載のブレーキ装置。

このブレーキ装置によれば、ブレーキ操作センサが故障すれば代わりに車体減速度センサが使用されるため、マスタシリンダ液圧センサが実際値より高めにマスタシリンダ液圧を検出してしまうモードで故障するとともに、ブレーキ操作センサが実際にはブレーキ操作中でないにもかかわらずブレーキ操作を検出してしまうモードで故障した場合であっても、誤って液圧源から作動液が供給されることが防止され、増圧装置の信頼性が向上するという効果が得られる。

このブレーキ装置の一実施態様においては、前記第2手段が、(a) 前記ブレーキ操作センサが正常であるか否かを判定する判定手段と、(b) ブレーキ操作センサが正常であると判定された場合には、ブレーキ操作センサを選択し、正常ではないと判定された場合には、前記車体減速度センサを選択する選択手段と、(c)

前記ブレーキ操作センサが正常であると判定された場合には、マスタシリンダ液圧センサにより検出されたマスタシリンダ液圧が前記基準値に到達し、かつ、ブレーキ操作センサによりブレーキ操作が検出されたときに、前記液圧源に作動液を供給させ、ブレーキ操作センサが正常ではないと判定された場合には、マスタシリンダ液圧センサにより検出されたマスタシリンダ液圧が前記基準値に到達し、かつ、前記車体減速度センサにより検出された車体減速度が前記基準値に到達したときに、前記液圧源に作動液を供給させる作動液供給手段とを含むものとされる。

なお、本項に記載のブレーキ装置においては、「車体減速度センサ」が、ブレーキ操作センサの故障時にそれに代えて使用されるようになっているが、マスタシリンダ液圧センサの故障時にそれに代えて使用する態様で前項に記載のブレーキ装置を実施することができる。

(21)前記増圧装置が、(a)車両の停止状態を検出する停止状態検出手段と、(b)車両の停止状態の検出時において非検出時におけるより、当該増圧装置の作動開始を困難にする作動開始制御手段とを含む(1)ないし(20)項のいずれかに記載のブレーキ装置。

例えば、前記(1)項に記載のブレーキ装置をブレーキ操作力関連量が基準値に到達したならば必ず増圧装置を作動させる態様で実施する場合には、ブレーキ操作力関連量の基準値への到達が車両の停止状態において行われても、増圧装置が作動させられる。しかしながら、増圧装置が作動すると、それに伴って音が発生するとともに、車両の停止状態においては液圧源によるブレーキシリンダの加圧を必要とすることは稀である。そのため、ブレーキ操作力関連量が基準値に到達したならば必ず増圧装置を作動させる態様で(1)項に記載のブレーキ装置を実施する場合には、車両部品の作動音が運転者にとって気になり易い車両停止状態において、増圧装置が無駄に作動させられるという問題が生じる。

かかる知見に基づいて本項に記載のブレーキ装置がなされたのであり、したがって、このブレーキ装置によれば、増圧装置の無駄な作動を防止することにより、車両の静粛性を容易に向上させ得るという効果が得られる。

なお、本項に記載のブレーキ装置は、(1) 項に記載の変圧装置なしでも実施可能である。

(22)前記増圧装置が、さらに、前記ブレーキ操作部材の操作量に関連する量を検出するブレーキ操作力関連量センサを含み、前記液圧源制御装置が、検出されたブレーキ操作力関連量が基準値に到達したときに、前記液圧源に作動液を供給させる基準値到達時制御手段を含み、前記作動開始制御手段が、前記基準値を、前記ブレーキ操作力関連量の到達が前記停止状態検出手段による車両の停止状態の検出時において非検出時におけるより困難となるように設定する基準値設定手段を含む(21)項に記載のブレーキ装置。

(23)さらに、

負圧源に接続された負圧室とその負圧室と大気とに選択的に連通させられる変圧室との差圧によって前記ブレーキ操作部材の操作力を助勢して前記マスタシリンダに出力するバキュームブースタと、

前記負圧室と変圧室との少なくとも一方の圧力に関連する量を検出し、その量を規定する信号を出力するブースタ圧力関連量検出手段と、

少なくともそのブースタ圧力関連量検出手段の出力信号に基づき、前記変圧室の圧力が大気圧まで増加して前記バキュームブースタが助勢限界に達したか否かを判定する判定装置と

を含む(1) ないし(22)項のいずれかに記載のブレーキ装置。

車両用のブレーキ装置の一形式として、ブレーキ操作部材と、加圧ピストンの作動により液圧を発生させるマスタシリンダとの間にバキュームブースタが設けられた形式が既に存在する。バキュームブースタは、ブレーキ操作部材と加圧ピストンとの相対移動に基づいて変圧室が負圧源に接続された負圧室（一般に定圧室と称される。）と大気とに選択的に連通させられることにより変圧室と負圧室との間に生じる圧力差によってパワーピストンが作動することによって、ブレーキ操作部材の操作力を助勢する装置である。

この形式のブレーキ装置の一従来例が特開昭55-76744号公報に記載されている。このブレーキ装置は、ブレーキ操作部材の操作力を助勢する装置とし

てバキュームブースタを備えるとともに、さらに、液圧ブースタを第2の助勢装置として備えており、その液圧ブースタは、バキュームブースタの変圧室の圧力が大気圧まで増加してバキュームブースタが助勢限界に達した後に作動させられる。

この従来のブレーキ装置においては、バキュームブースタの助勢限界への到達が機械的に検出されるとともに、その機械的検出に応じて機械的に液圧ブースタが作動させられる。これに対して、バキュームブースタを備えたブレーキ装置には、バキュームブースタの助勢限界への到達を電氣的に検出することが要望される場合がある。例えば、第2の助勢装置等、ブレーキシリンダ液圧の不足を防止する装置を電氣的に作動する形式にしたい場合や、バキュームブースタの助勢限界への到達をブザー、ライト等の警告器により運転者に警告したい場合である。

一方、バキュームブースタの助勢限界到達時におけるマスタシリンダ液圧の高さはバキュームブースタの負圧室の圧力の高さによって決まるが、負圧室の圧力の高さは常に一定であるとは限らず、変動する場合がある。マスタシリンダ液圧が同じ高さとなったときに必ずバキュームブースタが助勢限界に達するとは限らないのであり、例えば、負圧室が負圧源としてのエンジン吸気管に接続される場合には、エンジン吸気管の圧力（負圧）がブレーキ操作中におけるエンジンの回転数やスロットルバルブの開度等によって変化し、その結果、負圧室の圧力の高さが変動することになるのである。したがって、バキュームブースタの助勢限界への到達は、負圧室の圧力の変動を考慮して検出することが重要である。

本項に記載のブレーキ装置は、以上の事情を背景としてなされたものであり、その課題は、負圧室の圧力の変動を考慮しつつバキュームブースタの助勢限界への到達を電氣的に検出し得るブレーキ装置を提供することにある。

この課題は、前記(1)ないし(22)項のいずれかに記載のブレーキ装置を、さらに、(a) 負圧源に接続された負圧室とその負圧室と大気とに選択的に連通させられる変圧室との差圧によって前記ブレーキ操作部材の操作力を助勢して前記マスタシリンダに出力するバキュームブースタと、(b) 前記負圧室と変圧室との少な

くとも一方の圧力に関連する量を検出し、その量を規定する信号を出力するブースタ圧力関連量検出手段と、(c) 少なくともそのブースタ圧力関連量検出手段の出力信号に基づき、前記変圧室の圧力が大気圧まで増加して前記バキュームブースタが助勢限界に達したか否かを判定する判定装置とを含むものとするることによって解決される。

ところで、バキュームブースタの助勢限界への到達は、変圧室の圧力を監視したり、変圧室の圧力とマスタシリンダ液圧との双方を監視したり、負圧室の圧力とマスタシリンダ液圧との双方を監視することにより検出可能である。すなわち、バキュームブースタの助勢限界への到達は、少なくとも負圧室と変圧室との少なくとも一方の圧力に関連するブースタ圧力関連量に基づいて検出可能なのである。そして、そのブースタ圧力関連量はセンサ、スイッチ等により電氣的に検出可能である。

また、バキュームブースタの助勢限界への到達を変圧室の圧力を監視することにより検出する場合には、助勢限界に達したことを検出した時期が負圧室の圧力の高さに応じて早まったり遅れたりし、また、バキュームブースタの助勢限界への到達を変圧室の圧力とマスタシリンダ液圧との双方を監視したり、負圧室の圧力とマスタシリンダ液圧との双方を監視することにより検出する場合には、助勢限界に達したことを検出したときにおけるマスタシリンダ液圧の高さが負圧室の高さに応じて低くなったり高くなったりする。すなわち、バキュームブースタの助勢限界への到達を少なくともブースタ圧力関連量に基づいて検出すれば、その検出結果に負圧室の実際の圧力の変動が反映されることになるのである。

したがって、本項に記載のブレーキ装置によれば、バキュームブースタの助勢限界への到達が電氣的に検出されるから、その検出結果を、ブレーキシリンダ液圧不足防止装置や警告器としての電氣的作動装置において簡単に利用可能となるとともに、負圧室の圧力の変動を考慮してバキュームブースタの助勢限界への到達が検出されるから、助勢限界の検出精度が向上するという効果が得られる。

このブレーキ装置は、マスタシリンダ液圧の高さに応じて連続的に変化するマスタシリンダ液圧関連量を変圧室または負圧室のブースタ圧力関連量に基づく助

勢限界値に達したときにバキュームブースタが助勢限界に達したと判定する形態や、変圧室の圧力の高さに応じて連続的に変化するブースタ圧力関連量が気圧まで増加したときにバキュームブースタが助勢限界に達したと判定する形態で実施可能であり、いずれの形態においても、判定の基礎となる量は連続的に変化する量である。したがって、バキュームブースタの作動状態の変化をきめ細かく判定可能となり、バキュームブースタが助勢限界に達した状態のみならず、例えば、助勢限界に達する前であるがまもなく助勢限界に達すると予想される状態（限界間際の状態）も判定可能となる。一方、バキュームブースタを備えたブレーキ装置においては、バキュームブースタが助勢限界に達した状態のみならず、助勢限界に達する間際である状態も検出し、バキュームブースタが助勢限界に達する時期より先行して、運転者に警告したり、作動遅れを伴うブレーキシリンダ液圧不足防止装置を作動させることが要望される場合がある。

したがって、このブレーキ装置によれば、さらに、運転者への警告開始時期やブレーキシリンダ液圧不足防止装置の作動開始時期をバキュームブースタが助勢限界に達する時期より先行させたいという要望を容易に満たすことが可能となるという効果も得られる。

このブレーキ装置において「バキュームブースタ」は、ハウジング内の空間が、パワーピストンであって、マスタシリンダの加圧ピストンと機械的に連携させられるとともにブレーキ操作部材と機械的に連携させられたバルブオペレーティングロッドと相対移動させられるものにより、マスタシリンダ側の負圧室とブレーキ操作部材側の変圧室とに仕切られ、変圧室を負圧源に接続された負圧室と大気とに選択的に連通させる弁機構（例えば、後述のエアバルブ、コントロールバルブ、バキュームバルブ、バルブコントロールスプリング）が前記パワーピストンとバルブオペレーティングロッドとの相対移動に基づいて制御されることにより、負圧と大気圧との圧力差を利用してブレーキ操作部材の操作力を助勢するものとされる。

また、このブレーキ装置において「ブースタ圧力関連量検出手段」は例えば、圧力を受けて作動するとともに、その圧力の高さを規定する信号を出力する圧力

検出手段とすることができる。ここに「圧力検出手段」は、バキュームブースタに専用のものでもよいが、他の装置の圧力検出手段を流用してもよい。例えば、車両の電子エンジン制御装置には、エンジン吸気管の圧力（負圧）を検出する吸気管圧力センサ（吸気管負圧センサ）を備えた形式が存在する。一方、負圧室が負圧源としてのエンジン吸気管に接続されたバキュームブースタにおいては、エンジン吸気管の圧力を負圧室の圧力の近似値として使用可能である。したがって、「ブースタ圧力関連量検出手段」が、エンジン吸気管に接続された負圧室の圧力を検出する形式である場合には、その吸気管圧力センサを流用して負圧室の圧力を検出する形態とすることができる。この形態とすれば、バキュームブースタに専用の圧力検出手段を設けずに済み、本発明を安価に実施可能となる。すなわち、この例においては、エンジン吸気管の圧力が「ブースタ圧力関連量」の一例なのである。

また、このブレーキ装置において「ブースタ圧力関連量検出手段」は、圧力ではない物理量を電氣的に検出し、その結果に基づいて圧力を演算する間接検出方式とすることもできる。例えば、上記電子エンジン制御装置には、エンジン吸気管に設けられたスロットルバルブの開度を検出するスロットル開度センサと、エンジンの回転数を検出するエンジン回転数センサとを備えた形式が存在する。一方、スロットル開度とエンジン回転数とに基づいてエンジン吸気管の圧力を演算可能である。また、上記のように、エンジン吸気管の圧力を負圧室の圧力の近似値として使用可能である。したがって、「ブースタ圧力関連量検出手段」が、エンジン吸気管に接続された負圧室の圧力を検出する形式である場合には、スロットル開度センサとエンジン回転数センサとの出力信号に基づいて負圧室の圧力を間接に検出する形態とすることができる。この形態とした場合にも、バキュームブースタに専用の圧力検出手段を設けずに済み、本発明を安価に実施可能となる。すなわち、この例においては、スロットル開度とエンジン回転数とが「ブースタ圧力関連量」の一例なのである。

また、このブレーキ装置は、負圧室または変圧室に関するブースタ圧力関連量を検出する手段と、マスタシリンダ液圧関連量を検出する手段との少なくとも一



方を含み、変圧室に関するブースタ圧力関連量と、変圧室に関するブースタ圧力関連量とマスタシリンダ液圧関連量との双方と、負圧室に関するブースタ圧力関連量とマスタシリンダ液圧関連量との双方とのいずれかに基づいて前記バキュームブースタが助勢限界に到達したか否かを判定する態様とすることができる。

なお、本項に記載のブレーキ装置は、(1)項に記載の増圧装置なしでも実施可能である。

(24)さらに、前記マスタシリンダの液圧に関連する量を検出し、その量を規定する信号を出力するマスタシリンダ液圧関連量検出手段を含み、前記判定装置が、そのマスタシリンダ液圧関連量検出手段と前記ブースタ圧力関連量検出手段との出力信号に基づき、前記バキュームブースタが助勢限界に達したか否かを判定する手段を含む(23)項に記載のブレーキ装置。

このブレーキ装置において「マスタシリンダ液圧関連量検出手段」は例えば、マスタシリンダ液圧そのものを検出する圧力センサとすることができるのはもちろんであるが、ブレーキ操作部材の操作力を検出する力センサとしたり、ブレーキ操作部材の操作ストロークを検出するストロークセンサとしたり、ブレーキ操作時に車両に発生する減速度を検出する車両減速度検出手段とすることができる。操作力も操作ストロークも車両減速度もマスタシリンダ液圧に関連する物理量であるからである。なお、車両減速度検出手段は、車両減速度を直接に検出する方式としたり、複数の車輪の車輪速を検出し、検出された複数の車輪速に基づいて車速を推定し、その推定車速の時間微分値として車両減速度を間接に検出する方式とすることもできる。

(25)前記ブースタ圧力関連量検出手段が、前記変圧室の圧力に関連する量を検出し、その量を規定する信号を出力する変圧室圧力関連量検出手段を含み、当該ブレーキ装置が、さらに、前記マスタシリンダの液圧に関連する量を検出し、その量を規定する信号を出力するマスタシリンダ液圧関連量検出手段を含み、前記判定装置が、それら変圧室圧力関連量検出手段とマスタシリンダ液圧関連量検出手段との出力信号に基づき、前記バキュームブースタが助勢限界に達したか否かを判定する第1判定手段を含む(23)または(24)項に記載のブレーキ装置。

バキュームブースタにおいては、負圧室の圧力が変化しない期間には、変圧室の圧力の増加量とマスタシリンダ液圧の増加量との間に一定の関係が成立し、変圧室の圧力の増加量からマスタシリンダ液圧の増加量を予測可能である。一方、ある回の一連のブレーキ操作と別の回の一連のブレーキ操作との間では負圧室の圧力が異なるが、同じ回の一連のブレーキ操作中には負圧室の圧力はほとんど変化しないと仮定することができる。したがって、各回の一連のブレーキ装置において、バキュームブースタが助勢限界に達する前のある時期において変圧室の圧力が分かれば、その変圧室の圧力が大気圧まで増加してバキュームブースタが助勢限界に達したときにおけるマスタシリンダ液圧を予測可能となる。

かかる知見に基づき、本項に記載のブレーキ装置は、前記ブースタ圧力関連量検出手段が、前記変圧室の圧力に関連する量を検出し、その量を規定する信号を出力する変圧室圧力関連量検出手段を含み、当該ブレーキ装置が、さらに、前記マスタシリンダの液圧に関連する量を検出し、その量を規定する信号を出力するマスタシリンダ液圧関連量検出手段を含み、前記判定装置が、それら変圧室圧力関連量検出手段とマスタシリンダ液圧関連量検出手段との出力信号に基づき、前記バキュームブースタが助勢限界に達したか否かを判定する第1判定手段を含む態様とされている。

(26)前記第1判定手段が、前記マスタシリンダの液圧の、前記変圧室の圧力が基準値に達したときからの実際の増加量が、変圧室の圧力がその基準値から大気圧まで増加するまでに増加すると予想される量と等しくなったときに、前記バキュームブースタが助勢限界に達したと判定する手段を含む(25)項に記載のブレーキ装置。

このブレーキ装置における「手段」の一態様は、変圧室の実際の圧力が基準値に達したときに、そのときから変圧室の圧力がその基準値から大気圧まで増加するまでにマスタシリンダ液圧関連量が増加すると予想される量を決定し(マスタシリンダ液圧関連量増加量決定部)、その決定された増加量と、変圧室の圧力が基準値に達したときにおけるマスタシリンダ液圧関連量との和を、バキュームブースタが助勢限界に達したときにおけるマスタシリンダ液圧関連量である助勢限

界時マスタシリンダ液圧関連量とし（助勢限界時マスタシリンダ液圧関連量決定部）、実際のマスタシリンダ液圧関連量が助勢限界時マスタシリンダ液圧関連量まで増加したときにバキュームブースタが助勢限界に達したと判定する（判定部）ものである。

(27)前記ブースタ圧力関連量検出手段が、前記変圧室の圧力に関連する量を検出し、その量を規定する信号を出力する変圧室圧力関連量検出手段を含み、前記判定装置が、その変圧室圧力関連量検出手段の出力信号に基づき、前記変圧室の圧力が大気圧まで増加したときに前記バキュームブースタが助勢限界に達したと判定する第2判定手段を含む(23)項に記載のブレーキ装置。

バキュームブースタが助勢限界に達したときには、変圧室の圧力が大気圧まで増加しているから、変圧室の圧力が大気圧まで増加したことを検出することによって助勢限界を検出することができる。

かかる知見に基づき、このブレーキ装置は、前記ブースタ圧力関連量検出手段が、前記変圧室の圧力に関連する量を検出し、その量を規定する信号を出力する変圧室圧力関連量検出手段を含み、前記判定装置が、その変圧室圧力関連量検出手段の出力信号に基づき、前記変圧室の圧力が大気圧まで増加したときに前記バキュームブースタが助勢限界に達したと判定する第2判定手段を含む態様とされている。

したがって、このブレーキ装置によれば、同じ回の一連のブレーキ操作中に負圧室の圧力が変化しないという仮定を採用することが不可欠ではなくなり、同じ回の一連のブレーキ操作中における負圧室の圧力の変動をも考慮して助勢限界を判定可能となるという効果が得られる。

さらに、このブレーキ装置によれば、バキュームブースタの助勢限界判定のためにマスタシリンダ液圧関連量検出手段を設けることが不可欠ではなくなるという効果も得られる。

(28)前記ブースタ圧力関連量検出手段が、前記負圧室の圧力に関連する量を検出し、その量を規定する信号を出力する負圧室圧力関連量検出手段を含み、当該ブレーキ装置が、さらに、前記マスタシリンダの液圧に関連する量を検出し、そ

の量を規定する信号を出力するマスタシリンダ液圧関連量検出手段を含み、前記判定装置が、それら負圧室圧力関連量検出手段とマスタシリンダ液圧関連量検出手段との出力信号に基づき、前記バキュームブースタが助勢限界に達したか否かを判定する第3判定手段を含む(23)または(24)項に記載のブレーキ装置。

バキュームブースタの負圧室の圧力と、バキュームブースタが助勢限界に達したときにおけるマスタシリンダ液圧との間には一定の関係があり、負圧室から、バキュームブースタが助勢限界に達したときにおけるマスタシリンダ液圧を予測可能であるから、バキュームブースタが助勢限界に達する前のある時期において負圧室の圧力が分かれば、バキュームブースタが助勢限界に達したときのマスタシリンダ液圧を予測可能となる。

かかる知見に基づき、本項に記載のブレーキ装置は、前記ブースタ圧力関連量検出手段が、前記負圧室の圧力に関連する量を検出し、その量を規定する信号を出力する負圧室圧力関連量検出手段を含み、当該ブレーキ装置が、さらに、前記マスタシリンダの液圧に関連する量を検出し、その量を規定する信号を出すマスタシリンダ液圧関連量検出手段を含み、前記判定装置が、それら負圧室圧力関連量検出手段とマスタシリンダ液圧関連量検出手段との出力信号に基づき、前記バキュームブースタが助勢限界に達したか否かを判定する第3判定手段を含む態様とされている。

したがって、このブレーキ装置によれば、同じ回の一連のブレーキ操作中に負圧室の圧力が変化しないという仮定を採用することが不可欠ではなくなり、同じ回の一連のブレーキ操作中における負圧室の圧力の変動をも考慮して助勢限界を判定可能となるという効果が得られる。

(29)前記第3判定手段が、前記マスタシリンダの実際の液圧が、前記負圧室の実際の圧力の下で前記変圧室の圧力が大気圧まで増加したときにとることが予想される高さに増加したときに、前記バキュームブースタが助勢限界に達したと判定する手段を含む(28)項に記載のブレーキ装置。

このブレーキ装置における「手段」の一態様は、負圧室の実際の圧力に基づき、かつ、バキュームブースタが助勢限界に達したときにおける、負圧室の圧力と

マスタシリンダ液圧関連量との間の予め定められた関係に従い、負圧室の実際の圧力に対応する助勢限界時マスタシリンダ液圧関連量を決定し（助勢限界時マスタシリンダ液圧関連量決定部）、実際のマスタシリンダ液圧関連量が助勢限界時マスタシリンダ液圧関連量まで増加したときにバキュームブースタが助勢限界に達したと判定する（判定部）ものである。

(30)前記ブースタ圧力関連量検出手段が、前記負圧室と変圧室との少なくとも一方の圧力を受けて作動するとともに、その圧力が設定値より高いときとそうでないときとで異なる2つの信号を出力する圧力スイッチを含む(23)ないし(29)項のいずれかに記載のブレーキ装置。

前述のように、バキュームブースタの助勢限界を検出するために、検出すべき圧力が連続的に変化するのに応じて圧力を連続的に検出することまでは要求されず、圧力が一つの設定値に達したことさえ検出すれば足りる場合がある。この場合には、「ブースタ圧力関連量検出手段」を、検出すべき圧力が設定値より高いか否かによって異なる2つの信号を出力する圧力スイッチを含むものとすればよい。一方、このような圧力スイッチは、検出すべき圧力が連続的に変化するのに応じて連続的に変化する信号を出力する圧力センサより安価に製造可能であるとともに、圧力検出手段の出力信号を処理する信号処理装置としての前記判定装置の構造を簡単にすることができる。

かかる知見に基づき、本項に記載のブレーキ装置は、前記ブースタ圧力関連量検出手段が、前記負圧室と変圧室との少なくとも一方の圧力を受けて作動するとともに、その圧力が設定値より高いときとそうでないときとで異なる2つの信号を出力する圧力スイッチを含む態様とされている。

したがって、このブレーキ装置によれば、ブースタ圧力関連量を簡単かつ安価に検出することができるという効果が得られる。

(31)前記判定装置が、その判定結果を規定する信号を出力するものであり、前記増圧装置が、その判定装置が出力した信号に基づき、少なくとも前記バキュームブースタが助勢限界に達した後に、前記ブレーキシリンダの液圧を増圧するものである(23)ないし(30)項のいずれかに記載のブレーキ装置。

したがって、このブレーキ装置によれば、バキュームブースタが助勢限界に達した後には、増圧装置により、ブレーキシリンダ液圧が増圧されて車輪制動力が増加され、それにより、車両の制動能力が向上するという効果が得られる。

なお、このブレーキ装置において、ブレーキシリンダ液圧の高圧化という効果を得るために、「増圧装置」を、(1)項に記載されているようにマスタシリンダとブレーキシリンダとの間に設けることは不可欠ではなく、ブレーキ操作部材から、車輪の回転を抑制するブレーキまでの力伝達系のいかなる位置にも設けることができる。例えば、ブレーキ操作部材の操作機構、ブレーキ操作部材とマスタシリンダとの間、マスタシリンダ、ブレーキシリンダ、ブレーキシリンダと、車輪と共に回転する回転体に押し付けられてその回転を抑制するブレーキ摩擦材との間に設けることもできるのである。具体的には、ブレーキ操作部材とマスタシリンダの間には例えば、電氣的に作動する液圧ブースタ（第2の助勢装置）として設けることができる。

(32)前記増圧装置が、(a)前記マスタシリンダとブレーキシリンダとを互いに接続する主通路に補助通路により接続された液圧源と、(b)運転者によるブレーキ操作中であって、前記マスタシリンダの液圧より高い液圧を前記ブレーキシリンダに発生させることが必要である場合に、前記液圧源から作動液を供給させる液圧源制御装置と、(c)前記主通路のうち前記補助通路との接続点と前記マスタシリンダとの間の部分に設けられ、その主通路におけるブレーキシリンダ側の第2液圧をマスタシリンダ側の第1液圧に対して相対的に制御する圧力制御装置であって、前記液圧源から作動液が供給されている状態では、第2液圧が第1液圧より高いがその差が目標値以下であれば、前記液圧源から前記マスタシリンダへ向かう作動液の流れを阻止し、第2液圧が第1液圧より高くかつその差が前記目標値より大きくなろうとすれば、液圧源からマスタシリンダへ向かう作動液の流れを許容することにより、第2液圧を第1液圧より高くかつその差が前記目標値となるように制御する圧力制御装置とを含む(31)項に記載のブレーキ装置。

このブレーキ装置において「液圧源」は例えば、ブレーキ用の液圧源としたり、ブレーキ以外の用途を有する液圧源、例えば、パワーステアリング用の液圧源

とすることができる。

また、「液圧源」は例えば、常時高圧の作動液を蓄える形式の液圧源、例えば、アキュムレータとしたり、必要に応じて高圧の作動液を発生させる形式の液圧源、例えば、ポンプとすることができる。

ここに「ポンプ」は、作動液を吸入側から吸入して吐出側に吐出するポンプであって、その吐出側が前記補助通路により前記主通路に接続されているものとすることができる。液圧源をポンプとし、それから吐出される作動液を直接に圧力制御装置に供給することとすれば、ポンプは、その吐出圧の高さが吐出先の液圧の高さに依存し、吐出先の液圧の高さの変化に追従して変化するという性質を有することから、液圧源をアキュムレータとする場合に比較して、ポンプの吐出圧をマスタシリンダ液圧の変化に追従させることが容易となる。

また、「目標値」は例えば、一定値としたり、マスタシリンダ液圧の実際値の、助勢限界値（ブースタが助勢限界に達したときのマスタシリンダ液圧）からの増加量の増加に応じて増加する可変値とすることができる。

(33)前記マスタシリンダ液圧関連量検出手段が、車体減速度を前記マスタシリンダの液圧に関連する量として検出し、その量を規定する信号を出力する車体減速度検出手段を含む(24)、(25)、(26)、(28)または(29)項に記載のブレーキ装置。

前記(24)、(25)、(26)、(28)または(29)項に記載のブレーキ装置を実施する際、「マスタシリンダ液圧関連量検出手段」として例えば、マスタシリンダ液圧センサ、ブレーキ操作力センサ、ブレーキ操作ストロークセンサ等、マスタシリンダ液圧そのものまたはそれに直接に関連する量（以下、それらを「マスタシリンダ液圧直接関連量」と総称する。）を検出するマスタシリンダ液圧直接関連量検出手段を使用することが考えられる。しかし、そのマスタシリンダ液圧直接関連量検出手段を使用する場合には、その検出手段が必要となるとともに、その検出手段が故障した場合には、助勢限界を判定することができない。

一方、ブレーキ装置を備えた車両においては一般に、ブレーキ操作力の大きさがマスタシリンダ液圧の高さに反映され、マスタシリンダ液圧の高さがブレーキ

シリンダ液圧の高さに反映され、ブレーキシリンダ液圧の高さが車両制動力の大きさに反映され、車両制動力の大きさが車体減速度の高さに反映される。すなわち、車体減速度は、マスタシリンダ液圧に間接に関連する量なのである。したがって、(24)、(25)、(26)、(28)または(29)項に記載のブレーキ装置を実施する際、マスタシリンダ液圧直接関連量を検出することができない場合であっても、車体減速度さえ取得することができれば、助勢限界を判定することができる。

かかる知見に基づき、本項に記載のブレーキ装置においては、前記マスタシリンダ液圧関連量検出手段が、車体減速度を前記マスタシリンダ液圧関連量として検出し、その量を規定する信号を出力する車体減速度検出手段を含む態様とされている。

したがって、このブレーキ装置によれば、マスタシリンダ液圧直接関連量を検出することができない場合であっても、助勢限界を判定することができるという効果が得られる。

このブレーキ装置において「車体減速度検出手段」は、車体減速度を直接に検出する形式とすることは可能であるが、車両においては普通、車速を検出する車速センサが設けられており、しかも、車速を時間に関して微分すれば車体減速度を取得することができるという事実に着目し、車速を時間に関して微分することによって車体減速度を間接に検出する形式とすることも可能である。

ところで、車速センサには、ドップラセンサ等、車速を直接に検出する形式があるが、車輪の回転速度である車輪速に基づいて間接に検出する形式もある。後者の形式の一例は、アンチロック制御装置において採用されている。アンチロック制御装置は、よく知られているように、(a) 複数個の車輪の各々の車輪速を検出する複数個の車輪速センサと、(b) 各輪のブレーキシリンダ液圧を制御する電磁液圧制御弁と、(c) それら複数個の車輪速センサにより検出された車輪速に基づき、車両制動時に各輪のロック傾向が過大にならないように、前記電磁液圧制御弁を制御するコントローラとを含むように構成される。ここに、コントローラは一般に、複数個の車輪速センサにより検出された複数個の車輪速に基づいて車速を推定し、その推定車速と各輪の車輪速との関係に基づいて電磁液圧制御弁を



制御するように設計される。

したがって、本項に記載のブレーキ装置において「車体減速度検出手段」を、車速センサにより検出された車速を時間に関して微分することによって車体減速度を間接に検出する形式とした場合には、ハードウェアを追加することなくソフトウェアのみを追加することによって「車体減速度検出手段」が構成されることとなり、「車体減速度検出手段」の構造簡単化、軽量化およびコストダウンが図られるという効果が得られる。

なお、このブレーキ装置は、前記(30)ないし(32)項のいずれかに記載のブレーキ装置と共に実施することが可能である。

(34)前記マスタシリンダ液圧関連量検出手段が、(a) 車体減速度を前記マスタシリンダの液圧に関連する量として検出し、その量を規定する信号を出力する車体減速度検出手段と、(b) 前記マスタシリンダの液圧に関連する量であって前記車体減速度より直接にマスタシリンダの液圧に関連する量を検出し、その量を規定する信号を出力するマスタシリンダ液圧直接関連量検出手段とを含み、前記判定装置が、そのマスタシリンダ液圧直接関連量検出手段が正常である場合に、そのマスタシリンダ液圧直接関連量検出手段と前記ブースタ圧力関連量検出手段との出力信号に基づいて前記助勢限界の判定を行う一方、マスタシリンダ液圧直接関連量検出手段が異常である場合に、前記車体減速度検出手段と前記ブースタ圧力関連量検出手段との出力信号に基づいて前記助勢限界の判定を行うものである(24)、(25)、(26)、(28)または(29)項に記載のブレーキ装置。

したがって、このブレーキ装置によれば、マスタシリンダ液圧直接関連量検出手段の異常時にも、助勢限界を判定可能となるという効果が得られる。

また、このブレーキ装置を、前記(31)または(32)項に記載のブレーキ装置と共に実施する場合には、マスタシリンダ液圧直接関連量検出手段の異常時にも、バキュームブースタの助勢限界後にブレーキシリンダ液圧を増圧可能となるという効果が得られる。

このブレーキ装置において「マスタシリンダ液圧直接関連量検出手段」は例えば、マスタシリンダ液圧センサ、ブレーキ操作力センサおよびブレーキ操作スト

ロックセンサの少なくとも一つを含むように構成される。

(35)前記マスタシリンダ液圧関連量検出手段が、(a) 車体減速度を前記マスタシリンダの液圧に関連する量として検出し、その量を規定する信号を出力する車体減速度検出手段と、(b) 前記マスタシリンダの液圧に関連する量であって前記車体減速度より直接にマスタシリンダの液圧に関連する量を検出し、その量を規定する信号を出力するマスタシリンダ液圧直接関連量検出手段とを含み、前記第1判定手段が、そのマスタシリンダ液圧直接関連量検出手段が正常である場合に、そのマスタシリンダ液圧直接関連量検出手段と前記変圧室圧力関連量検出手段との出力信号に基づき、前記マスタシリンダの液圧の、前記変圧室の圧力が基準値に達したときからの実際の増加量が、変圧室の圧力がその基準値から大気圧まで増加するまでに増加すると予想される量と等しくなったときに、前記バキュームブースタが助勢限界に達したと判定する一方、マスタシリンダ液圧直接関連量検出手段が異常である場合に、前記車体減速度検出手段と前記変圧室圧力関連量検出手段との出力信号に基づき、前記車体減速度の、前記変圧室の圧力が基準値に達したときからの実際の増加量が、変圧室の圧力がその基準値から大気圧まで増加するまでに増加すると予想される量と等しくなったときに、前記バキュームブースタが助勢限界に達したと判定するものである(33)または(34)項に記載のブレーキ装置。

(36)さらに、車体減速度を検出し、その車体減速度を規定する信号を出力する車体減速度検出手段を含み、前記判定装置が、前記ブースタ圧力関連量検出手段が異常である場合に、少なくとも前記車体減速度検出手段の出力信号に基づいて前記助勢限界の判定を行うものである(23)ないし(35)項のいずれかに記載のブレーキ装置。

したがって、このブレーキ装置によれば、ブースタ圧力関連量検出手段の異常時にも、助勢限界を判定可能となるという効果が得られる。

また、このブレーキ装置を、前記(31)または(32)項に記載のブレーキ装置と共に実施する場合には、ブースタ圧力関連量検出手段の異常時にも、バキュームブースタの助勢限界後にブレーキシリンダ液圧を増圧可能となるという効果が得ら

れる。

(37)運転者により操作されるブレーキ操作部材と、

そのブレーキ操作部材の操作に基づいて液圧を発生させるマスタシリンダと、

負圧源に接続された負圧室とその負圧室と大気とに選択的に連通させられる変圧室との差圧によって前記ブレーキ操作部材の操作力を助勢して前記マスタシリンダに出力するバキュームブースタと、

前記マスタシリンダと液通路により接続され、その液通路から供給される液圧により作動するブレーキシリンダを有し、車輪の回転を抑制するブレーキとを含むブレーキ装置において、

前記負圧室と変圧室との少なくとも一方の圧力に関連する量を検出し、その量を規定する信号を出力するブースタ圧力関連量検出手段と、

少なくともそのブースタ圧力関連量検出手段の出力信号に基づき、前記変圧室の圧力が大気圧まで増加して前記バキュームブースタが助勢限界に達した後に、前記ブレーキシリンダの液圧を増圧する増圧装置と

を設けたことを特徴とするブレーキ装置。

このブレーキ装置によれば、負圧室の圧力の変動を考慮してバキュームブースタの助勢限界への到達が検出されて増圧装置によりブレーキシリンダ液圧が増圧されるから、増圧装置による増圧開始時期が負圧室の圧力の高さとの関係において適正化され、その結果、負圧室の圧力変動にかかわらず、ブレーキ操作力とブレーキシリンダ液圧との関係が適正に維持されるという効果が得られる。

(38)さらに、(a) 前記マスタシリンダの液圧に関連する量を検出し、その量を規定する信号を出力するマスタシリンダ液圧関連量検出手段と、(b) そのマスタシリンダ液圧関連量検出手段と前記ブースタ圧力関連量検出手段との出力信号に基づき、当該ブレーキ装置が正常であるか異常であるかを判定するブレーキ装置正常／異常判定装置とを含む(23)ないし(37)項のいずれかに記載のブレーキ装置

。

マスタシリンダ液圧関連量検出手段による検出値とブースタ圧力関連量検出手

段による検出値との関係は、ブレーキ装置が正常であるか、またはマスタシリンダ、マスタシリンダ液圧関連量検出手段、バキュームブースタ、ブースタ圧力関連量検出手段等のいずれかに異常があるかによって変化する。また、それら2つの検出値の関係と、ブレーキ装置が正常であるか異常であるかというブレーキ装置の状態との間には、一定の関係が成立する。

かかる知見に基づき、本項に記載のブレーキ装置は、マスタシリンダ液圧関連量検出手段とブースタ圧力関連量検出手段との出力信号に基づき、当該ブレーキ装置が正常であるか異常であるかを判定するブレーキ装置正常／異常判定装置を含む態様とされている。

したがって、このブレーキ装置によれば、助勢限界判定のためのブースタ圧力関連量検出手段が少なくとも利用されることにより、当該ブレーキ装置の正常／異常判定が可能になるという効果が得られる。

(39)運転者により操作されるブレーキ操作部材と、

そのブレーキ操作部材の操作に基づいて液圧を発生させるマスタシリンダと、

負圧源に接続された負圧室とその負圧室と大気とに選択的に連通させられる変圧室との差圧によって前記ブレーキ操作部材の操作力を助勢して前記マスタシリンダに出力するバキュームブースタと、

前記マスタシリンダと液通路により接続され、その液通路から供給される液圧により作動するブレーキシリンダを有し、車輪の回転を抑制するブレーキを含むブレーキ装置において、

前記マスタシリンダの液圧に関連する量を検出し、その量を規定する信号を出力するマスタシリンダ液圧関連量検出手段と、

前記負圧室と変圧室との少なくとも一方の圧力に関連する量を検出し、その量を規定する信号を出力するブースタ圧力関連量検出手段と、

それらマスタシリンダ液圧関連量検出手段とブースタ圧力関連量検出手段との出力信号に基づき、当該ブレーキ装置が正常であるか異常であるかを判定するブレーキ装置正常／異常判定装置と

を設けたことを特徴とするブレーキ装置。

このブレーキ装置によれば、マスタシリンダ液圧関連量検出手段による検出値とブースタ圧力関連量検出手段による検出値との関係と、ブレーキ装置が正常であるか異常であるかというブレーキ装置の状態との間に成立する一定の関係を利用することにより、当該ブレーキ装置の正常／異常判定が可能になるという効果が得られる。

(40)さらに、

前記ブレーキ操作部材の操作力を助勢して前記マスタシリンダに出力するブースタと、

前記ブレーキ操作部材の操作ストロークに関連する量を検出する操作ストローク関連量センサと、

前記マスタシリンダの液圧に関連する量を検出するマスタシリンダ液圧関連量センサと、

それら操作ストローク関連量センサおよびマスタシリンダ液圧関連量センサからの信号に基づき、前記マスタシリンダ液圧の増加に対する前記操作ストロークの増加率に増加が生じたときに、前記ブースタの倍力率が通常値より低下したと判定する倍力率低下判定手段と

を含む(1)ないし(22)項のいずれかに記載のブレーキ装置。

車両用のブレーキ装置は一般に、(a) ブレーキペダル等、運転者により操作されるブレーキ操作部材と、(b) そのブレーキ操作部材の操作に基づいて液圧を発生させるマスタシリンダと、(c) ブレーキ操作部材の操作力を助勢してマスタシリンダに出力するブースタと、(d) マスタシリンダと液通路により接続され、その液通路から供給される液圧によってブレーキを作動させるブレーキシリンダを有し、車輪の回転を抑制するブレーキとを含むように構成される。ブースタは一般に、(a) ブレーキ操作部材の操作に基づいて変位させられる入力部材と、(b) その入力部材と相対変位可能に設けられたパワーピストンと、(c) それら入力部材とパワーピストンとの相対接近限度を規定するストッパと、(d) 入力部材とパワーピストンとの相対変位に基づき、駆動源からのパワーによってパワーピスト

ンを作動させるパワーピストン駆動装置と、(e) パワーピストンの作動力をマスタシリンダに出力する出力部材とを有するように構成される。

本発明者らは先に、ブレーキ操作中にブースタの倍力率が低下した状態を検出するために、前記ブレーキ装置に倍力率低下判定装置を設けることを提案し、さらに、その倍力率低下判定装置を、ブースタが助勢限界に到達すればブースタの倍力率が低下するという事実に基づき、ブースタが助勢限界に到達した状態を倍力率低下状態として検出する助勢限界判定装置として具体化することを提案した。その提案した助勢限界判定装置は、(a) マスタシリンダの液圧を検出するマスタシリンダ液圧センサと、(b) そのマスタシリンダ液圧センサからの信号に基づき、マスタシリンダ液圧が、ブースタの作動条件が標準的である状態でブースタが助勢限界に到達したとき取る高さに到達したときに、ブースタが助勢限界に到達したと判定する助勢限界判定手段とを含む構成とされている。ブースタの作動条件は例えば、ブースタがバキュームブースタである場合には、その負圧室の圧力の高さであり、この高さ如何により、ブースタの助勢限界時における助勢能力が決まる。

しかし、この具体案には改善の余地があることに気がついた。ブースタの作動条件が常に標準的であるとは限らず、標準的でない場合には、ブースタが実際に助勢限界に到達するときのマスタシリンダ液圧の高さも標準的でなくなる。それにもかかわらず、この具体案においては、ブースタの作動条件が常に標準的であると仮定されて助勢限界が判定されるため、その判定精度が低下する事態が予想される。よって、この具体案には、判定精度を向上させるべく、改善を行うことが必要なのである。

本項に記載のブレーキ装置は、そのような事情を背景としてなされたものであり、その課題は、ブースタの倍力率低下を精度よく判定し得るブレーキ装置を提供することにある。

この課題は、前記(1) ないし(22)項のいずれかに記載のブレーキ装置を、さらに、(a) 前記ブレーキ操作部材の操作力を助勢して前記マスタシリンダに出力するブースタと、(b) 前記ブレーキ操作部材の操作ストロークに関連する量を検出

する操作ストローク関連量センサと、(c) 前記マスタシリンダの液圧に関連する量を検出するマスタシリンダ液圧関連量センサと、(d) それら操作ストローク関連量センサおよびマスタシリンダ液圧関連量センサからの信号に基づき、前記マスタシリンダ液圧の増加に対する前記操作ストロークの増加率に増加が生じたときに、前記ブースタの倍力率が通常値より低下したと判定する倍力率低下判定手段とを含むものとすることによって解決される。

本発明者らは、ブースタには一般に、次のような特性があることに気がついた。それは、マスタシリンダ液圧の増加に対する操作ストロークの増加率が、ブースタが助勢限界に到達した後であって前記入力部材がストッパに当接する前に、助勢限界に到達する前におけるより増加し、また、その操作ストローク増加率が、ブースタが助勢限界に到達する前においても、ブレーキ操作部材が素早く操作された場合において通常で操作された場合におけるより増加するという特性である。

このようなブースタの一般的な特性に基づき、上記ブレーキ装置においては、操作ストローク増加率に増加が生じたときに、ブースタの倍力率が低下したと判定される。

したがって、このブレーキ装置を、ブースタが助勢限界に到達した状態を倍力率低下状態として判定する態様で実施する場合には、ブースタの作動条件が標準的であるか否かを問わず、ブースタが実際に助勢限界に到達した時期にブースタが助勢限界に到達したと判定されることとなり、その判定の精度が向上する。

また、このブレーキ装置を、ブレーキ操作部材が素早く操作されたためにパワーピストンの作動力が入力部材のストロークに追従して増加し得ない応答遅れ状態を倍力率低下状態として判定する態様で実施すれば、ブースタの応答遅れを正しく検出可能になる。

このブレーキ装置において「操作ストローク関連量センサ」は、ブレーキ操作部材の操作ストロークを検出する操作ストロークセンサとしたり、入力部材のストロークを検出する入力部材ストロークセンサとしたり、入力部材と連動する連動部材であってブレーキ操作部材を除くもののストロークを検出するセンサとす

ることができる。また、「マスタシリンダ液圧関連量センサ」は、マスタシリンダ液圧を検出するマスタシリンダ液圧センサとしたり、出力部材の作動力を検出する出力部材作動力センサとしたり、車体減速度を検出する車体減速度センサとしたり、出力部材の作動力に応じて変化する物理量であってマスタシリンダ液圧および車体減速度を除くものを検出するセンサとすることができる。

また、このブレーキ装置において「ブースタ」は、負圧源を駆動源とするバキュームブースタとしたり、高圧源を駆動源とする液圧ブースタとすることができる。

また、このブレーキ装置において「倍力率の通常値」は、ブースタの作動状態が通常の状態であるとき、すなわち、ブースタが助勢限界に到達せず、かつ、ブースタに応答遅れが生じないときにブースタの倍力率が取るべき値として定義することができる。

なお、本項に記載のブレーキ装置は、(1)項に記載の増圧装置なしでも実施可能である。

(41)前記ブースタが、(a)前記ブレーキ操作部材の操作に基づいて変位させられる入力部材と、(b)その入力部材と相対変位可能に設けられたパワーピストンと、(c)それら入力部材とパワーピストンとの相対接近限度を規定するストッパと、(d)入力部材とパワーピストンとの相対変位に基づき、駆動源からのパワーによってパワーピストンを作動させるパワーピストン駆動装置と、(e)パワーピストンの作動力をマスタシリンダに出力する出力部材とを含む(40)項に記載のブレーキ装置。

(42)前記ブースタが、前記駆動源が負圧源とされ、前記パワーピストンが、ブースタハウジング内に移動可能に設けられてそのブースタハウジングの内部空間を前記負圧源に連通した負圧室と変圧室とに仕切るものとされ、前記パワーピストン駆動装置が、前記入力部材とパワーピストンとの相対変位に基づいて前記変圧室を負圧室と大気とに選択的に連通させ、それら負圧室と変圧室との差圧によってパワーピストンを作動させるものとされたバキュームブースタである(40)項に記載のブレーキ装置。



(43)前記増加が、前記操作ストローク増加率が設定値を超える絶対的増加を含む(40)ないし(42)項のいずれかに記載のブレーキ装置。

(44)前記倍力率低下判定手段が、前記操作ストロークまたは前記マスタシリンダ液圧が基準値を超えている状態で、前記操作ストローク増加率が前記設定値を超えたときに、前記ブースタが助勢限界に到達したと判定する助勢限界到達判定手段を含む(43)項に記載のブレーキ装置。

操作ストローク増加率が設定値を超える原因には、ブースタが助勢限界に到達したことの他に、ブースタに応答遅れが生じたこともある。そのため、操作ストローク増加率が設定値を超えたか否かを判定するのみでは、操作ストローク増加率が設定値を超えた原因が、ブースタが助勢限界に到達したことであるのか、ブースタに応答遅れが生じたことであるのかを判別できない。一方、ブースタが助勢限界に到達する時期には、操作ストロークまたはマスタシリンダ液圧がある程度大きくなっているのが普通である。

そこで、このブレーキ装置においては、操作ストロークまたはマスタシリンダ液圧が基準値を超えている状態で、操作ストローク増加率が設定値を超えたときに、ブースタが助勢限界に到達したと判定される。

したがって、このブレーキ装置によれば、ブースタが助勢限界に到達したか否かを精度よく判定できる。

(45)前記倍力率低下判定手段が、前記操作ストローク増加率を時間と共に繰り返し取得するものであり、前記増加が、前記操作ストローク増加率の今回取得値が前回取得値より増加する相対的増加を含む(40)ないし(42)項のいずれかに記載のブレーキ装置。

(46)前記倍力率低下判定手段が、前記操作ストローク増加率に基づいて前記ブースタが助勢限界に到達したか否かを判定するとともに、助勢限界に到達したと判定した後に、前記操作ストロークまたは前記マスタシリンダ液圧が、ブースタが助勢限界に到達したと判定したときの大きさ以上である限り、ブースタが助勢限界状態にあると判定する助勢限界状態判定手段を含む(40)ないし(45)項のいずれかに記載のブレーキ装置。

操作ストローク増加率に増加が生じるのは、ブースタが助勢限界前の状態から助勢限界後の状態に移行した直後に限られ、その後には増加が生じない。一方、ある一連のブレーキ操作においてブースタが助勢限界が到達したと判定された後には、ブースタの作動条件はそれほど変化しないと考えられる。したがって、操作ストローク増加率に基づいてブースタが助勢限界に到達した後は、ブースタの助勢限界の前後で変化する別の物理量に着目するとともに、その物理量と比較すべき基準値を、操作ストローク増加率に基づいてブースタが助勢限界に到達したと判定されたときにその物理量が取っていた値に決定すればよい。

以上の知見に基づき、上記ブレーキ装置においては、操作ストローク増加率に基づいてブースタが助勢限界に到達したと判定された後に、操作ストロークまたはマスタシリンダ液圧が、助勢限界に到達したと判定したときの大きさ以上である限り、ブースタが助勢限界状態にあると判定される。

したがって、このブレーキ装置によれば、ブースタが助勢限界状態にあるか否かを精度よく判定し得る。

(47)前記ブースタが、負圧源に連通した負圧室とその負圧室と大気とに選択的に連通させられる変圧室との差圧によって前記操作力を助勢するバキュームブースタであり、当該ブレーキ装置が、さらに、前記バキュームブースタの負圧室または変圧室の圧力を検出するブースタ圧力センサを含み、前記倍力率低下判定手段が、前記バキュームブースタが助勢限界に到達したか否かを判定する助勢限界判定手段であって、(a)前記ブースタ圧力センサが異常であるかを判定するセンサ異常判定手段と、(b)そのセンサ異常判定手段によりブースタ圧力センサが異常であると判定されない場合には、少なくともそのブースタ圧力センサからの信号に基づいてバキュームブースタが助勢限界に到達したか否かを判定する一方、ブースタ圧力センサが異常であると判定された場合には、前記操作ストローク増加率に基づいてバキュームブースタが助勢限界に到達したか否かを判定する限界判定手段とを有するものを含む(40)ないし(46)項のいずれかに記載のブレーキ装置。

(48)さらに、前記倍力率低下判定手段により前記倍力率が低下したと判定され

た後に前記ブレーキシリンダの液圧を前記マスタシリンダの液圧より増圧する増圧装置を含む(40)ないし(47)項のいずれかに記載のブレーキ装置。

このブレーキ装置によれば、倍力率低下状態においては増圧装置により操作力が助勢されるため、倍力率低下状態においても、ブレーキの効きが増加して車両の制動性能が向上するという効果が得られる。

(49)前記増圧装置が、(a) 前記液通路の途中に設けられ、前記マスタシリンダとブレーキシリンダとの間における作動液の双方向の流れを許容する状態と、少なくともブレーキシリンダからマスタシリンダに向かう作動液の流れを阻止する状態とを含む複数の状態に切り換わる制御弁と、(b) 前記液通路のうちその制御弁と前記ブレーキシリンダとの間に吐出側が接続され、吸入側から作動液を汲み上げて吐出側に吐出するポンプと、(c) 前記倍力率低下判定手段により前記倍力率が低下したと判定された後に前記ポンプを作動させるポンプ作動装置とを含む(48)項に記載のブレーキ装置。

(50)前記ポンプが、その吸入側が前記液通路のうち前記マスタシリンダと前記制御弁との間の部分に接続されたものである(49)項に記載のブレーキ装置。

このブレーキ装置によれば、ブレーキ操作中にマスタシリンダに発生した液圧を有効に利用してブレーキシリンダの増圧を行い得るという効果が得られる。

このブレーキ装置において「液通路のうちマスタシリンダと制御弁との間の部分」は、液通路のうちマスタシリンダおよび制御弁のそれぞれとの接続点を排除する意味ではなく、よって、「ポンプの吸入側」は、マスタシリンダにおいて液圧が発生させられる加圧室に直接に接続しても、その加圧室から延びる前記液通路に接続してもよい。

(51)前記マスタシリンダが、マスタシリンダハウジングに加圧ピストンが摺動可能に嵌合され、それにより、それらマスタシリンダハウジングと加圧ピストンとの間に加圧室が形成されたものであり、当該ブレーキ装置が、さらに、前記ブレーキ操作部材の操作力と操作ストロークとの少なくとも一方である操作状態量を検出する操作状態量検出手段を含み、前記増圧装置が、ブレーキ操作中において増圧開始条件の成立後に、少なくとも前記ブレーキシリンダから前記マスタシ

リンダに向かう作動液の流れを前記流通制御装置により阻止した状態で前記液圧源としてのポンプにより作動液をマスタシリンダの加圧室から汲み上げてブレーキシリンダに向かって吐出し、それにより、ブレーキシリンダの液圧をマスタシリンダの液圧より増圧するとともに、前記増圧開始条件の成立後に前記ポンプによる作動液の汲み上げを少なくとも1回一時的に停止させ、その汲み上げ停止中における前記操作状態量検出手段の少なくとも1個の検出値に基づいて前記ブレーキシリンダ液圧を制御するものである(1)ないし(50)項のいずれかに記載のブレーキ装置。

車両用のブレーキ装置は一般に、(a) ブレーキペダル等、運転者により操作されるブレーキ操作部材と、(b) マスタシリンダハウジングに加圧ピストンが摺動可能に嵌合され、それにより、それらマスタシリンダハウジングと加圧ピストンとの間に加圧室が形成されたマスタシリンダと、(c) そのマスタシリンダと液通路により接続され、その液通路から供給される液圧によって作動するブレーキシリンダを有し、車輪の回転を抑制するブレーキとを含むように構成される。

本発明者らは先に、次のようなブレーキ装置を開発した。それは、(a) 操作力センサ、操作ストロークセンサ等、ブレーキ操作部材の操作力と操作ストロークとの少なくとも一方である操作状態量を検出する操作状態量検出手段と、(b) ブレーキ操作中において増圧開始条件の成立後に、少なくともブレーキシリンダからマスタシリンダに向かう作動液の流れを阻止した状態でポンプにより作動液をマスタシリンダの加圧室から汲み上げてブレーキシリンダに向かって吐出し、それにより、ブレーキシリンダの液圧をマスタシリンダの液圧より増圧する増圧装置であって、増圧開始条件の成立後における操作状態量検出手段の検出値に基づいてブレーキシリンダ液圧を制御する増圧装置とを含むブレーキ装置である。ここに「増圧開始条件」は例えば、ブレーキ操作部材の操作力を助勢してマスタシリンダに出力するブースタが助勢限界に到達したときに成立するものとしたり、ブレーキ操作部材の操作速度が基準値を超えるか、または操作力が基準値を超えた急ブレーキ操作が開始されたときに成立するものとすることができる。ブースタには、負圧室とその負圧室と大気とに選択的に連通させられる変圧室との差圧

によって操作力を助勢するバキュームブースタと、高圧源と低圧源とに選択的に連通させられるパワー液圧室の圧力によって操作力を助勢する液圧ブースタとがある。

しかし、本発明者らの研究により、この開発ブレーキ装置には、ポンプによるブレーキシリンダの増圧中に、当該ブレーキ装置に対する運転者の意思（実現したい車体減速度の高さやその変化速度を表す）を検出する精度が低下してしまうという問題があることに気がついた。増圧中には、ポンプにより作動液がマスタシリンダの加圧室から汲み上げられるため、加圧室の容積が減少して加圧ピストンが前進する。その結果、運転者の意思との関係においてブレーキ操作部材の操作ストロークが増加する傾向や、操作力が減少する傾向が生じる。操作ストロークまたは操作力にポンプの影響が現れてしまうのである。そのため、この開発ブレーキ装置には、ポンプによる増圧中に操作状態量が運転者の意思とは異なるものとなり、よって、運転者の意思を精度よく検出することができないという問題があるのである。

本項に記載のブレーキ装置は、以上の事情を背景としてなされたものであり、その課題は、ポンプによる増圧中に運転者の意思を正しく検出可能なブレーキ装置を提供することにある。

この課題は、(1) ないし(50)項のいずれかに記載のブレーキ装置において、前記マスタシリンダを、マスタシリンダハウジングに加圧ピストンが摺動可能に嵌合され、それにより、それらマスタシリンダハウジングと加圧ピストンとの間に加圧室が形成されたものとするとともに、当該ブレーキ装置を、さらに、前記ブレーキ操作部材の操作力と操作ストロークとの少なくとも一方である操作状態量を検出する操作状態量検出手段を含み、前記増圧装置が、ブレーキ操作中において増圧開始条件の成立後に、少なくとも前記ブレーキシリンダから前記マスタシリンダに向かう作動液の流れを阻止した状態でポンプにより作動液をマスタシリンダの加圧室から汲み上げてブレーキシリンダに向かって吐出し、それにより、ブレーキシリンダの液圧をマスタシリンダの液圧より増圧するとともに、前記増圧開始条件の成立後に前記ポンプによる作動液の汲み上げを少なくとも1回一時

的に停止させ、その汲み上げ停止中における前記操作状態量検出手段の少なくとも１個の検出値に基づいて前記ブレーキシリンダ液圧を制御するものとする事によって解決される。

ポンプによる作動液の汲み上げ停止中には、ポンプの影響が、操作力の大きさに現れず、さらに、操作力および操作ストロークのそれぞれの変化勾配（変化速度）にも現れないと考えられる。これに対して、このブレーキ装置においては、増圧開始条件が成立してからその増圧が終了するまでの間に少なくとも１回、ポンプによる作動液の汲み上げが一時的に停止させられ、その汲み上げ停止中に操作状態量検出手段の少なくとも１個の検出値に基づいてブレーキシリンダ液圧が制御される。したがって、このブレーキ装置によれば、増圧開始条件の成立後（増圧制御の開始後）にポンプの影響を受けないで運転者の意思を正しく検出可能となり、増圧開始条件の成立前（増圧制御の開始前）におけると同様に成立後にも運転者の意思が正しくブレーキシリンダ液圧に反映され、その結果、ブレーキ装置の使い勝手が向上するという効果が得られる。

このブレーキ装置において「汲み上げ停止」は、ポンプを停止させることによって行うことも、ポンプは停止させないが、その吸入側または吐出側に設けられた制御弁等を作動させることによって行うこともできる。

また、このブレーキ装置において「増圧装置」は、汲み上げ停止中における操作状態量検出手段としての操作力センサの検出値に基づいてブレーキシリンダ液圧を制御する態様とすることができ、この態様において「増圧装置」は、操作力センサの検出値に応じてブレーキシリンダ液圧の高さを、検出値が大きいほど高くなるように制御する操作力依拠型制御手段を含むことができる。

また、このブレーキ装置において「増圧装置」は、「少なくとも１個の検出値」としての、各回の汲み上げ停止中における１個の検出値に基づいてブレーキシリンダ液圧を制御する態様としたり、「少なくとも１個の検出値」としての、各回の汲み上げ停止中における複数個の検出値に基づいてブレーキシリンダ液圧を制御する態様とすることができる。後者の態様においては、複数個の検出値に基づいて検出値の平均値を求め、その平均値に基づいてブレーキシリンダ液圧を制

御する形態としたり、複数個の検出値に基づいて検出値の変化勾配を求め、その変化勾配に基づいてブレーキシリンダ液圧を制御する形態とすることができる。

なお、本項に記載のブレーキ装置は、(1)項に記載の変圧装置なしでも実施可能である。

(52)前記増圧装置が、前記汲み上げ停止中における前記操作状態量検出手段の検出値の変化勾配に基づいて前記ブレーキシリンダ液圧を制御する変化勾配依拠型制御手段を含む(51)項に記載のブレーキ装置。

このブレーキ装置においては、汲み上げ停止中における検出値の変化勾配に基づいてブレーキシリンダ液圧が制御される。したがって、このブレーキ装置によれば、操作力の変化勾配または操作ストロークの変化勾配をポンプの影響を受けないで正しく検出可能となり、増圧制御の開始後に操作力の変化勾配または操作ストロークの変化勾配が正しくブレーキシリンダ液圧に反映され、その結果、ブレーキ装置の使い勝手が向上するという効果が得られる。

このブレーキ装置において「増圧装置」は、汲み上げ停止を少なくとも1回、設定時間の間行い、その汲み上げ停止中における検出値の変化勾配に基づいて前記ブレーキシリンダ液圧を制御する制御手段を含む態様とすることができる。この態様においては、設定時間の長さ、その設定時間の間に検出値が変化する量との関係が「検出値の変化勾配」を表している。また、この態様において「設定時間」は、常に長さが変化しないものとしたり、場合によって長さが変化するものとすることができる。そして、「設定時間」を常に長さが変化しないものとして設定する場合には、上記制御手段は、汲み上げ停止中における検出値の変化量に基づいてブレーキシリンダ液圧を制御する態様とすることができる。この場合には、「設定時間」の長さが不変であることから、「変化勾配」と「変化量」とが1対1に対応することになるからである。また、この態様においては、「増圧装置」が、各回の汲み上げ停止期間の開始時における開始時検出値と、その汲み上げ停止期間の終了時における終了時検出値の差として「変化量」を求める形態とすることができる。

(53)前記変化勾配依拠型制御手段が、前記ブレーキシリンダの増圧勾配を、前記変化勾配が急な場合において緩やかな場合におけるより急になるように制御する増圧勾配制御手段を含む(52)項に記載のブレーキ装置。

このブレーキ装置においては、ブレーキシリンダの増圧勾配が、汲み上げ停止中における検出値の変化勾配が急な場合において緩やかな場合におけるより急になるように決定される。したがって、このブレーキ装置によれば、運転者が操作状態量を素早く変化させる場合においてそうでない場合に比較して、ブレーキシリンダの増圧勾配が急にされるため、ブレーキシリンダの増圧勾配が運転者が車体減速度を素早く変化させたい意思の強さとの関係において適正化されるという効果が得られる。

(54)前記増圧装置が、(a) 前記増圧開始条件の成立後に前記ポンプによる作動液の汲み上げを少なくとも1回、設定時間の間一時的に停止させる汲み上げ停止手段と、(b) その汲み上げ停止中における前記操作状態量検出手段の検出値の変化量に基づいて前記ブレーキシリンダ液圧の制御状態を決定する制御状態決定手段と、(c) 決定された制御状態で前記ブレーキシリンダ液圧を制御する制御手段とを含む(51)ないし(53)項のいずれかに記載のブレーキ装置。

このブレーキ装置において「ブレーキシリンダ液圧の制御状態」には、ブレーキシリンダの増圧勾配を選ぶことができる。

(55)前記汲み上げ停止手段が、前記増圧開始条件の成立後に前記汲み上げ停止を複数回、かつ、各回について前記設定時間の間行う手段を含み、前記制御状態決定手段が、前記複数回の汲み上げ停止中における前記操作状態量検出手段の検出値の変化量の合計値に基づいて前記制御状態を決定する手段を含む(54)項に記載のブレーキ装置。

このブレーキ装置においては、増圧開始条件の成立後に汲み上げ停止が複数回行われ、それら複数回の汲み上げ停止中の検出値変化量の合計値に基づいてブレーキシリンダ液圧が制御される。したがって、このブレーキ装置によれば、増圧開始条件の成立後に汲み上げ停止が1回のみ行われ、その汲み上げ停止中の変化量のみに基づいてブレーキシリンダ液圧が制御される態様で前項に記載のブレー



キ装置が実施される場合に比較して、長い時間かけて運転者の意思を検出可能となり、その検出精度を容易に向上させ得るという効果が得られる。

このブレーキ装置において「増圧装置」は例えば、合計変化量とブレーキシリンダ液圧の制御状態との間の予め定められた関係に従い、合計変化量の今回値に応じてブレーキシリンダ液圧の今回の制御状態を決定する態様としたり、一回の汲み上げ停止中における変化量とブレーキシリンダ液圧の制御状態との間の予め定められた関係に従い、合計変化量の平均値、すなわち、その合計変化量を汲み上げ停止の回数で割り算した値に応じてブレーキシリンダ液圧の今回の制御状態を決定する態様とすることができる。

(56)前記増圧装置が、(a) 作動液が前記加圧室から前記ポンプに流入することを許容する第1状態と阻止する第2状態とに切り換わる流入制御弁と、(b) その流入制御弁を第2状態に切り換えることにより、前記ポンプによる作動液の汲み上げを停止させる流入制御弁利用型汲み上げ停止手段とを含む(51)ないし(55)項のいずれかに記載のブレーキ装置。

このブレーキ装置においては、ポンプの吸入側とマスタシリンダの加圧室との間に設けられた流入制御弁により、ポンプによる作動液の汲み上げが一時的に停止させられる。一方、外部からの信号の変化に対する装置の作動応答性は一般に、流入制御弁においてポンプにおけるより速い。そのため、作動液の汲み上げを停止させたり汲み上げを再開させるために流入制御弁を利用する場合には、ポンプを利用する場合におけるより、汲み上げの停止・再開を素早く行うことが容易となる。したがって、このブレーキ装置によれば、運転者の意思検出のために作動液の汲み上げが停止させられてしまう時間が短くて済むこととなり、ポンプによる増圧効果をそれほど犠牲にすることなく運転者の意思の正しい検出が可能となるという効果が得られる。

(57)さらに、前記操作力を助勢して前記マスタシリンダに出力するブースタを含み、前記増圧開始条件が、そのブースタが助勢限界に到達することを含む(51)ないし(56)項のいずれかに記載のブレーキ装置。

このブレーキ装置においては、増圧装置により、ブレーキ操作中であって、ブ

ースタが助勢限界にある期間に、ブレーキシリンダの液圧がマスタシリンダの液圧より増圧される。したがって、このブレーキ装置によれば、助勢限界後であっても、十分に高いブレーキシリンダ液圧が発生し、それにより、車両の制動能力が向上するという効果が得られる。

(58)前記増圧装置が、さらに、前記液通路の途中に設けられ、前記マスタシリンダとブレーキシリンダとの間における作動液の双方向の流れを許容する第1状態と、少なくともブレーキシリンダからマスタシリンダに向かう作動液の流れを阻止する第2状態とに切り換わる流通制御弁を含み、前記ポンプが、吸入側は前記マスタシリンダ、吐出側は前記液通路のうち流通制御弁とブレーキシリンダとの間の部分にそれぞれ接続され、前記増圧装置が、前記流通制御弁を第2状態にして前記ポンプを作動させることにより、前記ブレーキシリンダの増圧を行うものである(51)ないし(57)項のいずれかに記載のブレーキ装置。

このブレーキ装置において「流通制御弁」は、ソレノイドを有してその磁気力によって複数の状態に切り換わる電磁式としたり、マスタシリンダとブレーキシリンダとの差圧によって複数の状態に切り換わる機械式とすることができる。機械式の場合には、マスタシリンダとブレーキシリンダとの差圧の高さを、機械的に制御する形式としたり、ソレノイドの磁気力によって電磁的に制御する形式とすることができる。

(59)前記流通制御弁が、前記第1の状態と第2の状態とに電磁的に切り換わるものであり、前記増圧装置が、さらに、前記液通路のうち前記ポンプの吐出側との接続点と前記流通制御弁との間に設けられ、前記ブレーキシリンダを流通制御弁およびポンプに連通させる状態とそれらから遮断する状態とに電磁的に切り換わる圧力制御弁を含み、それら流通制御弁および圧力制御弁とポンプとの共同によってブレーキシリンダの液圧を制御するものである(58)項に記載のブレーキ装置。

(60)前記増圧装置が、(a) 前記ポンプを作動させるポンプ制御手段と、(b) 前記ポンプの作動状態で前記流通制御弁の状態と圧力制御弁の状態とを電磁的に切り換える制御弁制御手段とを含む(59)項に記載のブレーキ装置。

(61)前記増圧装置が、(a) 前記流通制御弁を前記第 2 状態にする流通制御弁制御手段と、(b) 前記流通制御弁の第 2 状態で前記ポンプからの作動液の吐出量を制御する吐出量制御手段とを含む(58)または(59)項に記載のブレーキ装置。

(62)前記吐出量制御手段が、前記ポンプを駆動するモータの励磁電流をデューティ制御するモータデューティ制御手段を含む(61)項に記載のブレーキ装置。

(63)前記吐出量制御手段が、前記流入制御弁を駆動するソレノイドの励磁電流をデューティ制御する流入制御弁デューティ制御手段を含む(61)項に記載のブレーキ装置。

#### 図面の簡単な説明

図 1 は、本発明の第 1 実施形態であるアンチロック型ブレーキ装置の全体構成を概略的に示す系統図である。

図 2 は、その第 1 実施形態の機械的構成を示す系統図である。

図 3 は、図 2 における圧力制御弁の構成および作動を説明するための断面図である。

図 4 は、上記第 1 実施形態の電氣的構成を示すブロック図である。

図 5 は、図 4 における ECU のコンピュータにより実行される効き特性制御ルーチンを示すフローチャートである。

図 6 は、上記第 1 実施形態におけるマスタシリンダ液圧  $P_M$  と目標差圧  $\Delta P$  との関係を示すグラフである。

図 7 は、上記第 1 実施形態における目標差圧  $\Delta P$  とソレノイド吸引力  $F_s$  とソレノイド電流値  $I$  との関係を示すグラフである。

図 8 は、図 5 における S 6 の内容を説明するためのグラフである。

図 9 は、図 5 における S 6 の詳細を示すフローチャートである。

図 10 は、本発明の第 2 実施形態であるアンチロック型ブレーキ装置を示す系統図である。

図 11 は、その第 2 実施形態の電氣的構成を示すブロック図である。

図 12 は、その第 2 実施形態における ECU のコンピュータにより実行される

効き特性制御ルーチンを示すフローチャートである。

図 1 3 は、本発明の第 3 実施形態であるアンチロック型ブレーキ装置を示す系統図である。

図 1 4 は、図 1 3 における圧力制御弁の構造および作動を説明するための断面図である。

図 1 5 は、上記第 3 実施形態におけるマスタシリンダ液圧  $P_M$  とブレーキシリンダ液圧  $P_B$  との関係を示すグラフとブレーキ操作力  $F$  と車体減速度  $G$  との関係を示すグラフとである。

図 1 6 は、上記第 3 実施形態の電氣的構成を示すブロック図である。

図 1 7 は、図 1 6 における ECU のコンピュータにより実行される効き特性制御ルーチンを示すフローチャートである。

図 1 8 は、本発明の第 4 実施形態であるアンチロック型ブレーキ装置を示す系統図である。

図 1 9 は、本発明の第 5 実施形態であるアンチロック型ブレーキ装置を示す系統図である。

図 2 0 は、その第 5 実施形態の電氣的構成を示すブロック図である。

図 2 1 は、図 2 0 における ECU のコンピュータにより実行される効き特性制御ルーチンを示すフローチャートである。

図 2 2 は、上記第 5 実施形態におけるマスタシリンダ液圧  $P_M$  と目標差圧  $\Delta P$  との関係をブースタ正常時とブースタ失陥時とでそれぞれ示すグラフである。

図 2 3 は、本発明の第 6 実施形態であるアンチロック型ブレーキ装置を示す系統図である。

図 2 4 は、その第 6 実施形態の電氣的構成を示すブロック図である。

図 2 5 は、図 2 4 における ECU のコンピュータにより実行される B A 特性制御ルーチンを示すフローチャートである。

図 2 6 は、本発明の第 7 実施形態であるアンチロック型ブレーキ装置を示す系統図である。

図 2 7 は、その第 7 実施形態の電氣的構成を示すブロック図である。

図 28 は、図 27 における ECU のコンピュータにより実行される効き特性制御ルーチンを示すフローチャートである。

図 29 は、本発明の第 8 実施形態であるアンチロック型ブレーキ装置の電氣的構成を示すブロック図である。

図 30 は、図 29 における ECU のコンピュータにより実行される効き特性制御ルーチンを示すフローチャートである。

図 31 は、上記第 8 実施形態における車体減速度の検出原理を説明するための機能ブロック図である。

図 32 は、本発明の第 9 実施形態であるアンチロック型ブレーキ装置の電氣的構成を示すブロック図である。

図 33 は、図 32 における ECU のコンピュータにより実行される効き特性制御ルーチンを示すフローチャートである。

図 34 は、本発明の第 10 実施形態であるアンチロック型ブレーキ装置の電氣的構成を示すブロック図である。

図 35 は、図 34 における ECU のコンピュータにより実行される効き特性制御ルーチンを示すフローチャートである。

図 36 は、本発明の第 11 実施形態であるアンチロック型ブレーキ装置の電氣的構成を示すブロック図である。

図 37 は、図 36 における ECU のコンピュータにより実行される効き特性制御ルーチンを示すフローチャートである。

図 38 は、上記第 11 実施形態におけるマスタシリンダ液圧  $P_M$  と目標差圧  $\Delta P$  との関係を示すグラフである。

図 39 は、本発明の第 12 実施形態であるアンチロック型ブレーキ装置を示す系統図である。

図 40 は、本発明の第 13 実施形態であるアンチロック型ブレーキ装置を示す系統図である。

図 41 は、本発明の第 14 実施形態であるアンチロック型ブレーキ装置を示す系統図である。

図 4 2 は、本発明のいくつかの実施形態により実行される効き特性制御と B A 特性制御とのそれぞれの内容とそれらの関係を説明するためのグラフである。

図 4 3 は、ブレーキ装置の一般的な構成を示すブロック図である。

図 4 4 は、ブースタの一般的な特性を説明するためのグラフである。

図 4 5 は、ブレーキ摩擦材の摩擦係数によってブレーキ操作力  $F$  と車体減速度  $G$  との関係が変化する様子を説明するためのグラフである。

図 4 6 は、ブースタのサーボ比によってブレーキ操作力  $F$  と車体減速度  $G$  との関係が変化する様子を説明するためのグラフである。

図 4 7 は、本発明の第 1 5 実施形態であるブレーキ装置の全体構成を概略的に示す系統図である。

図 4 8 は、その第 1 5 実施形態の機械的構成を示す系統図である。

図 4 9 は、図 4 8 におけるバキュームブースタを示す側面断面図である。

図 5 0 は、上記第 1 5 実施形態の電氣的構成を示すブロック図である。

図 5 1 は、図 4 8 におけるブースタ負圧スイッチの作動状態を示すグラフである。

図 5 2 は、バキュームブースタを備えたブレーキ装置におけるブレーキ操作力  $F$  とブレーキシリンダ液圧  $P_B$  との関係を示すグラフである。

図 5 3 は、上記第 1 5 実施形態における効き特性制御を説明するためのグラフである。

図 5 4 は、その効き特性制御におけるマスタシリンダ液圧  $P_M$  と、マスタシリンダとブレーキシリンダとの差圧  $\Delta P$  との関係を示すグラフである。

図 5 5 は、バキュームブースタを備えたブレーキ装置におけるブレーキ操作力  $F$  とブレーキシリンダ液圧  $P_B$  との関係がバキュームブースタの負圧室の圧力変動に伴って変化する様子を示すグラフである。

図 5 6 は、バキュームブースタの負圧室の圧力変動を考慮しないで上記効き特性制御を行った場合のブレーキ操作力  $F$  とブレーキシリンダ液圧  $P_B$  との関係を示すグラフである。

図 5 7 は、上記第 1 5 実施形態において、バキュームブースタの負圧室の圧力

変動を考慮した効き特性制御を行う場合のブレーキ操作力 $F$ とマスタシリンダ液圧 $P_M$ との関係を示すグラフである。

図58は、その第15実施形態において、バキュームブースタの負圧室の圧力変動を考慮したブレーキ効き特性制御におけるマスタシリンダ液圧 $P_M$ と差圧 $\Delta P$ との関係を示すグラフである。

図59は、その効き特性制御を経時的に説明するためのグラフである。

図60は、バキュームブースタを備えたブレーキ装置におけるブレーキ操作力 $F$ とブレーキシリンダ $P_B$ との関係がバキュームブースタの正常時と失陥時とで異なる様子を示すグラフである。

図61は、上記第15実施形態におけるマスタシリンダ液圧 $P_M$ と差圧 $\Delta P$ との関係がバキュームブースタの正常時と失陥時とで異なる様子を示すグラフである。

図62は、その第15実施形態におけるブレーキ効き特性制御ルーチンを示すフローチャートである。

図63は、図62におけるS813の詳細をブースタ失陥判定ルーチンとして示すフローチャートである。

図64は、図62のS828におけるマスタシリンダ液圧 $P_M$ の実際値の助勢限界値 $P_{M0}$ からの増分 $\uparrow P_M$ と上記差圧 $\Delta P$ の目標値との関係を示すグラフである。

図65は、図62におけるS831の詳細を流入制御弁制御ルーチンとして示すフローチャートである。

図66は、本発明の第16実施形態であるブレーキ装置の全体構成を概略的に示す系統図である。

図67は、その第16実施形態におけるブレーキ効き特性制御ルーチンを示すフローチャートである。

図68は、本発明の第17実施形態であるブレーキ装置の全体構成を概略的に示す系統図である。

図69は、その第17実施形態におけるブレーキ効き特性制御ルーチンを示す

フローチャートである。

図 70 は、その第 17 実施形態における、バキュームブースタの負圧室の圧力  $P_c$  とマスタシリンダ液圧  $P_M$  の助勢限界値  $P_{M0}$  との関係を示すグラフである。

図 71 は、本発明の第 18 実施形態であるブレーキ装置の全体構成を概略的に示す系統図である。

図 72 は、図 71 における電子エンジン制御装置の電氣的構成を示すブロック図である。

図 73 は、上記第 18 実施形態におけるブレーキ効き特性制御ルーチンを示すフローチャートである。

図 74 は、本発明の第 19 実施形態であるブレーキ装置の構成を概略的に示す系統図である。

図 75 は、図 74 における電子エンジン制御装置の電氣的構成を示すブロック図である。

図 76 は、上記第 19 実施形態におけるブレーキ効き特性制御ルーチンを示すフローチャートである。

図 77 は、本発明の第 20 実施形態であるブレーキ装置の電氣的構成を示すブロック図である。

図 78 は、その第 20 実施形態において車体減速度  $G$  に基づいて効き特性制御が行われる原理を説明するためのグラフである。

図 79 は、その第 20 実施形態における車体減速度  $G$  と目標差圧  $\Delta P$  との関係を示すグラフである。

図 80 は、その第 20 実施形態におけるブレーキ効き特性制御ルーチンを示すフローチャートである。

図 81 は、その第 20 実施形態における車体減速度検出手段を示す機能ブロック図である。

図 82 は、本発明の第 21 実施形態であるブレーキ装置の電氣的構成を示すブロック図である。



図 8 3 は、その第 2 1 実施形態において車体減速度  $G$  に基づいて効き特性制御が行われる原理を説明するためのグラフである。

図 8 4 は、その第 2 1 実施形態においてブースタ負圧のばらつきにかかわらずバキュームブースタの助勢限界点を正しく判定することができる理由を説明するためのグラフである。

図 8 5 は、その第 2 1 実施形態におけるブレーキ効き特性制御ルーチンを示すフローチャートである。

図 8 6 は、本発明の第 2 2 実施形態であるブレーキ装置の電氣的構成を示すブロック図である。

図 8 7 は、その第 2 2 実施形態においてブレーキ装置の正常／異常判定が行われる原理を説明するためのグラフである。

図 8 8 は、その第 2 2 実施形態における正常／異常判定ルーチンを示すフローチャートである。

図 8 9 は、本発明の第 2 3 実施形態であるブレーキ装置の電氣的構成を示すブロック図である。

図 9 0 は、その第 2 3 実施形態においてブレーキ装置の正常／異常判定が行われる原理を説明するためのグラフである。

図 9 1 は、その第 2 3 実施形態における正常／異常判定ルーチンを示すフローチャートである。

図 9 2 は、その第 2 3 実施形態におけるブレーキ効き特性制御ルーチンを示すフローチャートである。

図 9 3 は、本発明の第 2 4 実施形態であるブレーキ装置を示す系統図である。

図 9 4 は、図 9 3 におけるバキュームブースタをマスタシリンダと共に示す側面断面図である。

図 9 5 は、図 9 4 のバキュームブースタの非作動状態を拡大して示す要部側面断面図である。

図 9 6 は、そのバキュームブースタの作動状態のうちの過渡状態を拡大して示

す要部側面断面図である。

図 97 は、そのバキュームブースタの作動状態のうちの保持状態を拡大して示す要部側面断面図である。

図 98 は、そのバキュームブースタの作動状態のうちの最大助勢状態を拡大して示す要部側面断面図である。

図 99 は、そのバキュームブースタの作動状態のうちの解放状態を拡大して示す要部側面断面図である。

図 100 は、上記第 24 実施形態の電氣的構成を示すブロック図である。

図 101 は、図 100 における ECU のコンピュータの ROM に記憶されているブレーキ効き特性制御ルーチンを示すフローチャートである。

図 102 は、図 101 における S1307 および S1313 の詳細を終了処理ルーチンとして示すフローチャートである。

図 103 は、図 101 における S1308 および S1318 の詳細を増圧制御ルーチンとして示すフローチャートである。

図 104 は、上記第 24 実施形態における、マスタシリンダ液圧  $P_M$  と、そのマスタシリンダ液圧  $P_M$  とブレーキシリンダ液圧  $P_B$  との差圧  $\Delta P$  との関係を示すグラフである。

図 105 は、バキュームブースタを備えた一般的なブレーキ装置における操作力  $F$  とマスタシリンダ液圧  $P_M$  と操作ストローク  $S$  との間の関係を示すグラフである。

図 106 は、本発明の第 25 実施形態であるブレーキ装置を示す系統図である。

図 107 は、その第 25 実施形態における操作ストローク  $F$  とマスタシリンダ液圧  $P_M$  との関係を示すグラフである。

図 108 は、従来のブレーキ装置におけるブレーキシリンダ液圧  $P_B$  の時間的変化を示すグラフである。

図 109 は、上記第 25 実施形態におけるブレーキシリンダ液圧  $P_B$  の時間的変化を示すグラフである。

図 1 1 0 は、その第 2 5 実施形態の電氣的構成を示すブロック図である。

図 1 1 1 は、図 1 1 0 における E C U のコンピュータの R O M に記憶されているブレーキ効き特性制御ルーチンを示すフローチャートである。

図 1 1 2 は、図 1 1 1 における S 1 4 0 6 の詳細を圧力制御モード決定ルーチンとして示すフローチャートである。

図 1 1 3 は、上記 R O M に記憶されている操作ストローク変化量検出ルーチンを示すフローチャートである。

図 1 1 4 は、上記第 2 5 実施形態の構成を示す機能ブロック図である。

図 1 1 5 は、その第 2 5 実施形態における流入制御弁のソレノイドの O N / O F F 状態の切換えと操作ストローク S の変化量  $\Delta S$  との関係を示すグラフである。

図 1 1 6 は、その第 2 5 実施形態におけるコンピュータの R A M の構成を概念的に示す図である。

図 1 1 7 は、その第 2 5 実施形態における合計変化量  $\Sigma$  と圧力制御モードと弁装置の制御状態とポンプモータのデューティ比との関係を表形式で示す図である。

図 1 1 8 は、その第 2 5 実施形態におけるポンプモータのデューティ比の定義を示すタイムチャートである。

図 1 1 9 は、本発明の第 2 6 実施形態であるブレーキ装置を示す系統図である。

図 1 2 0 は、その第 2 6 実施形態の電氣的構成を示すブロック図である。

図 1 2 1 は、その第 2 6 実施形態の構成を示す機能ブロック図である。

図 1 2 2 は、図 1 2 0 における E C U のコンピュータの R O M に記憶されている圧力制御モード決定ルーチンを示すフローチャートである。

図 1 2 3 は、その R O M に記憶されている操作力変化量検出ルーチンを示すフローチャートである。

発明を実施するための最良の形態

以下、本発明を実施するための最良の形態のいくつかを図面に基づいて詳細に

説明する。ただし、複数の実施形態間で共通する要素についてはその要素が最初に現れる実施形態において詳細に説明し、以後の実施形態においては同一の符号を使用したり、対応する図面を引用することにより、詳細な説明を省略する。

まず、本発明の第1実施形態を説明する。

図1には、本実施形態であるブレーキ装置の全体構成が概略的に示されている。このブレーキ装置は、同図に示すように、ブレーキシリンダ10の液圧源として、ブレーキ操作部材12の操作力に応じた高さの液圧を発生させるマスタシリンダ14とポンプ16とをそれぞれ有する。このブレーキ装置においては、マスタシリンダ14とブレーキシリンダ10とを互いに接続する主通路18の途中に、補助通路20によりポンプ16の吐出側が接続されるとともに、その主通路18のうち補助通路20との接続点とマスタシリンダ14との部分に圧力制御弁22が設けられている。圧力制御弁22は、ポンプ16の非作動時には、マスタシリンダ14とブレーキシリンダ10との間の作動液の双方向の流れを許容し、一方、ポンプ16の作動時には、ポンプ16からの作動液をマスタシリンダ14に逃がすとともにその逃がすときのポンプ16の吐出圧の高さをマスタシリンダ14の液圧に基づいて変化させる。さらに、ポンプ16に、運転者によるブレーキ操作中であって、マスタシリンダ14の液圧より高い液圧をブレーキシリンダ10に発生させることが必要である場合に、ポンプ16を作動させるポンプ作動装置24が設けられている。

図2には、本実施形態の機械的構成が示されている。本実施形態は、4輪車両に設けられるダイヤゴナル2系統式のブレーキ装置である。このブレーキ装置は、アンチロック制御機能を有し、また、アンチロック制御中、ポンプ16により作動液をブレーキ液圧回路内において還流させる。そして、本実施形態は、ブレーキ操作中、そのポンプ16を利用してブレーキ効き特性制御（以下、単に「効き特性制御」という。）を実行する。ここで、「効き特性制御」とは、図42に示すように、ブレーキ操作力Fを倍力してマスタシリンダ14に伝達するブースタの特性（図44参照）により決定される折れ線のグラフで表されるブレーキ操作力Fと車体減速度Gとの基本的な関係を補正することにより、車体減速度Gが

ブレーキ操作力Fに対して理想的な勾配で（例えば、ブースタの助勢限界の前後を問わず、ほぼ同じ勾配で）増加するようにそれらブレーキ操作力Fと車体減速度Gとの関係を制御することをいう。

マスタシリンダ14は、互いに独立した2個の加圧室が互いに直列に配置されたタンデム型である。マスタシリンダ14は、図2に示すように、バキューム式のブースタ30を介してブレーキ操作部材12としてのブレーキペダル32に連携させられており、ブレーキペダル32の踏力によって各加圧室に互いに等しい高さの液圧を機械的に発生させる。

マスタシリンダ14の一方の加圧室には左前輪FLおよび右後輪RR用の第1ブレーキ系統が接続され、他方の加圧室には右前輪FRおよび左後輪RL用の第2ブレーキ系統が接続されている。それらブレーキ系統は互いに構成が共通するため、以下、第1ブレーキ系統のみを代表的に説明し、第2ブレーキ系統については説明を省略する。

第1ブレーキ系統においては、マスタシリンダ14が主通路18により左前輪FLのブレーキシリンダ10と右後輪RRのブレーキシリンダ10とにそれぞれ接続されている。主通路18は、マスタシリンダ14から延び出た後に二股状に分岐させられており、1本の基幹通路34と2本の分岐通路36とが互いに接続されて構成されている。それら各分岐通路36の先端に各ブレーキシリンダ10が接続されている。それら各分岐通路36の途中には常開の電磁開閉弁である各増圧弁40が設けられ、開状態でマスタシリンダ14からブレーキシリンダ10へ向かう作動液の流れを許容する増圧状態を実現する。各増圧弁40にはバイパス通路42が接続され、各バイパス通路42には作動液戻り用の逆止弁44が設けられている。各分岐通路36のうち各増圧弁40と各ブレーキシリンダ10との間の部分から各リザーバ通路46が延びてリザーバ48に至っている。各リザーバ通路46の途中には常閉の電磁開閉弁である減圧弁50が設けられ、開状態でブレーキシリンダ10からリザーバ48へ向かう作動液の流れを許容する減圧状態を実現する。

リザーバ48は、ハウジングにリザーバピストン54が実質的に気密かつ摺動

可能に嵌合されて構成されるとともに、その嵌合によって形成されたりザーバ室 56 において作動液を弾性部材としてのスプリング 58 によって圧力下に収容するものである。このリザーバ 48 はポンプ通路 60 により、ポンプ 16 の吸入側に接続されている。ポンプ 16 の吸入側には逆止弁である吸入弁 62、吐出側には逆止弁である吐出弁 64 がそれぞれ設けられている。ポンプ 16 の吐出側と主通路 18 とを互いに接続する補助通路 20 には、絞りとしてのオリフィス 66 と固定ダンパ 68 とがそれぞれ設けられており、それらにより、ポンプ 16 の脈動が軽減される。

以上説明した要素は、従来のアンチロック型ブレーキ装置にもある要素であり、以下、従来のアンチロック型ブレーキ装置にはない要素を説明する。

圧力制御弁 22 は、マスタシリンダ液圧とブレーキシリンダ液圧との関係を電磁的に制御する形式である。

圧力制御弁 22 は具体的には、図 3 に示すように、図示しないハウジングと、主通路 18 におけるマスタシリンダ側とブレーキシリンダ側との間の作動液の流通状態を制御する弁子 70 およびそれが着座すべき弁座 72 と、それら弁子 70 および弁座 72 の相対移動を制御する磁気力を発生させるソレノイド 74 とを有している。

この圧力制御弁 22 においては、ソレノイド 74 が励磁されない非作用状態（OFF 状態）では、弾性部材としてのスプリング 76 の弾性力によって弁子 70 が弁座 72 から離間させられ、それにより、主通路 18 においてマスタシリンダ側とブレーキシリンダ側との間での双方向の作動液の流れが許容され、その結果、ブレーキ操作が行われれば、ブレーキシリンダ液圧がマスタシリンダ液圧と等圧で変化させられる。このブレーキ操作中、弁子 70 には、弁座 72 から離間する向きに力が作用するため、ソレノイド 74 が励磁されない限り、マスタシリンダ液圧すなわちブレーキシリンダ液圧が高くなっても、弁子 70 が弁座 72 に着座してしまうことはない。すなわち、圧力制御弁 22 は常開弁なのである。

これに対し、ソレノイド 74 が励磁される作用状態（ON 状態）では、ソレノイド 74 の磁気力によりアーマチュア 78 が吸引され、そのアーマチュア 78 と

一体的に移動する可動部材としての弁子70が固定部材としての弁座72に着座させられる。このとき、弁子70には、ソレノイド74の磁気力に基づく吸引力 $F_1$ と、ブレーキシリンダ液圧とマスタシリンダ液圧との差に基づく力 $F_2$ およびスプリング76の弾性力 $F_3$ の和とが互いに逆向きに作用する。力 $F_2$ の大きさは、ブレーキシリンダ液圧とマスタシリンダ液圧との差と、弁子70がブレーキシリンダ液圧を受ける実効受圧面積との積で表される。

ソレノイド74が励磁される作用状態（ON状態）であって、ポンプ16の吐出圧すなわちブレーキシリンダ液圧がそれほど増加せず、

$$F_2 \leq F_1 - F_3$$

なる式で表される関係が成立する領域では、弁子70が弁座72に着座し、ポンプ16からの作動液がマスタシリンダ14に逃げることを阻止され、ポンプ16の吐出圧が増加し、ブレーキシリンダ10にマスタシリンダ液圧より高い液圧が発生させられる。これに対し、ポンプ16の吐出圧すなわちブレーキシリンダ液圧がさらに増加し、

$$F_2 > F_1 - F_3$$

なる式で表される関係が成立しようとする領域では、弁子70が弁座72から離間し、ポンプ16からの作動液がマスタシリンダ14に逃がされ、その結果、ポンプ16の吐出圧すなわちブレーキシリンダ液圧がそれ以上増加することが阻止される。このようにしてブレーキシリンダ10には、スプリング76の弾性力 $F_3$ を無視すれば、マスタシリンダ液圧に対してソレノイド吸引力 $F_1$ に基づく差圧分高い液圧が発生させられることになる。

ソレノイド74の磁気力は、ブレーキ操作力に基づいて制御され、そのため、マスタシリンダ14には、図2に示すように、マスタシリンダ液圧センサ（図において「Pセンサ」で表す。）80が設けられている。マスタシリンダ液圧センサ80は、「ブレーキ操作力関連量センサ」の一例であり、ブレーキ操作力関連量としてマスタシリンダ液圧を検出する。さらに具体的に説明すれば、マスタシリンダ液圧センサ80は、マスタシリンダ14の液圧を受けて作動し、マスタシリンダ液圧 $P_M$ の高さを規定するマスタシリンダ液圧信号であってマスタシリン

ダ液圧  $P_M$  が連続的に変化するのに応じて連続的に変化するものを出力する。

圧力制御弁 22 にはバイパス通路 82 が設けられており、そのバイパス通路 82 の途中に逆止弁 84 が設けられている。逆止弁 84 はマスタシリンダ 14 からブレーキシリンダ 10 へ向かう作動液の流れは許容するがその逆向きの流れは阻止する。圧力制御弁 22 をバイパスする逆止弁 84 付き通路 82 を設けた理由は次のようである。すなわち、この圧力制御弁 22 においては、図 3 に示すように、可動部材としての弁子 70 が固定部材としての弁座 72 に着座するときの移動の向きと、ブレーキペダル 32 の踏み込み操作時にマスタシリンダ 14 からブレーキシリンダ 10 へ向かう作動液の流れによって可動部材に生じる流体力によってその可動部材が移動する向きとが互いに一致しているため、ブレーキペダル 32 が踏み込み操作される際に圧力制御弁 22 が自ら閉じてしまう可能性がある。そのため、万が一、ブレーキペダル 32 の踏み込み時に可動部材の流体力によって圧力制御弁 22 が閉じることがあっても、マスタシリンダ 14 からブレーキシリンダ 10 へ向かう作動液の流れが確保されるように、圧力制御弁 22 をバイパスする逆止弁 84 付きの通路 82 が設けられているのである。

効き特性制御の実行中には、ポンプ 16 がリザーバ 48 から作動液を汲み上げ、その作動液を各ブレーキシリンダ 10 に吐出することによって各ブレーキシリンダ 10 が増圧されるが、アンチロック制御が実行されていない限り、リザーバ 48 に汲み上げるべき作動液が存在しないのが普通であり、効き特性制御の実行を確保するためには、アンチロック制御の実行の有無を問わず、リザーバ 48 に作動液を補給することが必要となる。そのため、本実施形態においては、基幹通路 34 のうちマスタシリンダ 14 と圧力制御弁 22 との間の部分から延びてリザーバ 48 に至る補給通路 88 が設けられている。

しかし、この補給通路 88 により常時マスタシリンダ 14 とリザーバ 48 とを互いに連通させたのでは、ブレーキペダル 32 が踏み込み操作されても、リザーバ 48 においてリザーバピストン 54 がボトムングした後でないとマスタシリンダ 14 が昇圧できず、ブレーキの効き遅れが生じる。そのため、補給通路 88 の途中に流入制御弁 90 が設けられている。



流入制御弁 90 は、マスタシリンダ 14 からリザーバ 48 への作動液の補給が必要であるときには開状態となり、マスタシリンダ 14 からリザーバ 48 への作動液の流れを許容し、一方、マスタシリンダ 14 からリザーバ 48 への作動液の補給が必要ではないときには閉状態となり、マスタシリンダ 14 からリザーバ 48 への作動液の流れを阻止し、マスタシリンダ 14 による昇圧を可能とする。

流入制御弁 90 は、本実施形態においては、パイロット制御式とされており、リザーバ 48 に対する作動液の流入制御を、リザーバピストン 54 との共同により実現する。そのため、リザーバ 48 は次のような構成とされている。すなわち、リザーバ室 56 の容積が通常値から増加するときにはリザーバピストン 54 が通常位置から容積増加位置に、リザーバ室 56 の容積が通常値から減少するときにはリザーバピストン 54 が通常位置から容積減少位置にそれぞれ変位する構成とされているのである。リザーバピストン 54 の通常位置は、スプリング 58 によりリテーナ 92 を介してリザーバピストン 54 を容積減少位置に向かって付勢する一方で、リザーバピストン 54 が通常位置にあるときにリテーナ 92 をハウジングの段付き部に当接させることによって規定され、リザーバ室 56 の容積が通常値から減少すれば、リザーバピストン 54 が通常位置から単独で前進し、逆に、リザーバ室 56 の容積が通常値から増加すれば、リザーバピストン 54 が通常位置からリテーナ 92 と共にスプリング 58 を圧縮させつつ後退する。

流入制御弁 90 は、弁子 96 および弁座 98 により、リザーバ 48 からマスタシリンダ 14 へ向かう作動液の流れは許容するがその逆向きの流れは阻止する逆止弁 100 と、弁子 96 を弁座 98 から離間させて逆止弁 100 を強制的に開かせる開弁部材 102 とを有する。その開弁部材 102 がリザーバピストン 54 と連携させられているのであり、リザーバピストン 54 が通常位置にあるときには、開弁部材 102 は弁子 96 に当接せず、リザーバ室 56 の容積が減少してリザーバピストン 54 が通常位置から前進したときに、弁子 96 に当接し、逆止弁 100 を強制的に開かせる。この開きにより、マスタシリンダ 14 からリザーバ 48 へ向かう作動液の流れが許容され、リザーバ室 56 にマスタシリンダ 14 から作動液が補給される。なお、流入制御弁 90 は、図 2 においては、リザーバピス

トン 54 が通常位置にあるときにわずかに開くように示されているが、閉じるように設計することが可能である。

図 4 には、本実施形態の電氣的構成が示されている。本実施形態は、電子制御ユニット（以下、「ECU」と略称する。）110 を備えている。ECU 110 は、CPU（プロセッサの一例）、ROM（メモリの一例）および RAM（メモリの別の例）を含むコンピュータを主体として構成されており、その ROM に記憶されている効き特性制御ルーチンおよびアンチロック制御ルーチンが CPU により RAM を使用しつつ実行されることにより、効き特性制御とアンチロック制御とがそれぞれ実行される。

ECU 110 の入力側には前記マスタシリンダ液圧センサ 80 が接続され、マスタシリンダ液圧を表すマスタシリンダ液圧信号がそのセンサ 80 から入力される。ECU 110 の入力側にはさらに、車輪速センサ 112 も接続され、各輪の回転速度である車輪速を表す車輪速信号がそのセンサ 112 から入力される。一方、ECU 110 の出力側には、前記ポンプ 16 を駆動するポンプモータ 114 が接続され、そのポンプモータ 114 の駆動回路にモータ駆動信号が出力される。ECU 110 の出力側にはさらに、前記圧力制御弁 22 のソレノイド 74、増圧弁 40 および減圧弁 50 の各ソレノイド 116 も接続されている。圧力制御弁 22 のソレノイド 74 には、ソレノイド 74 の励磁電流をリニアに制御するための電流制御信号が出力され、一方、増圧弁 40 および減圧弁 50 の各ソレノイド 116 にはそれぞれ、ソレノイド 116 を ON/OFF 駆動するための ON/OFF 駆動信号が出力される。

図 5 には、前記効き特性制御ルーチンがフローチャートで表されている。本ルーチンは繰り返し実行され、各回の実行時にはまず、ステップ S1（以下、単に「S1」で表す。他のステップについても同じとする。）において、マスタシリンダ液圧センサ 80 からマスタシリンダ液圧信号が取り込まれ、次に、S2 において、そのマスタシリンダ液圧信号が表すマスタシリンダ液圧  $P_M$  が効き特性制御を開始するときのマスタシリンダ液圧  $P_M$  の高さである基準値  $P_{M0}$  より高いか否かが判定される。ここで、「基準値  $P_{M0}$ 」は、ブースタ 30 が助勢限界に達す

ときのマスタシリンダ液圧 $P_M$ の高さに設定されている。今回は、マスタシリンダ液圧 $P_M$ が基準値 $P_{M0}$ より高くはないと仮定すれば判定がNOとなり、S3において、圧力制御弁22のソレノイド74にそれをOFFする信号が出され、さらに、ポンプモータ114にそれをOFFする信号が出される。以上で本ルーチンの一回の実行が終了する。

これに対し、マスタシリンダ液圧 $P_M$ が基準値 $P_{M0}$ より高い場合には、S2の判定がYESとなり、S4において、ブレーキシリンダ液圧 $P_B$ をマスタシリンダ液圧 $P_M$ より高めるべき量すなわち目標差圧 $\Delta P$ が演算される。マスタシリンダ液圧 $P_M$ と目標差圧 $\Delta P$ との関係がROMに記憶されており、その関係に従ってマスタシリンダ液圧 $P_M$ の現在値に対応する目標差圧 $\Delta P$ が演算されるのである。図6には、マスタシリンダ液圧 $P_M$ と目標差圧 $\Delta P$ との関係の一例がグラフで示されており、この例は、目標差圧 $\Delta P$ がマスタシリンダ液圧 $P_M$ に対してリニアに変化する場合の例である。

ここで、「マスタシリンダ液圧 $P_M$ と目標差圧 $\Delta P$ との関係」は例えば、「基準値 $P_{M0}$ 」をブースタ30が助勢限界に達するときのマスタシリンダ液圧 $P_M$ の高さに設定した上で、マスタシリンダ液圧 $P_M$ と、ブースタ30が助勢限界に達したためにブレーキシリンダ液圧 $P_B$ がブースタ30が助勢限界に達することはないと仮定した場合のブレーキシリンダ液圧 $P_B$ からの減少量との関係に等しく設定することができる。このように設定すれば、ブレーキシリンダ液圧 $P_B$ の、ブースタ30が助勢限界に達することによって減少すべき量がポンプ16によって補われることとなり、ブースタ30のサーボ比を増加させるためにブースタ30の助勢限界点が低下することとなってもその影響がブレーキシリンダ液圧 $P_B$ に現れずに済み、ブレーキの効きを向上させつつブレーキ操作フィーリングが良好に維持される。

その後、S5において、演算された目標差圧に応じ、圧力制御弁22のソレノイド74に供給すべき電流値 $I$ が演算される。目標差圧 $\Delta P$ とソレノイド電流値 $I$ との関係がROMに記憶されており、その関係に従って目標差圧 $\Delta P$ に対応するソレノイド電流値 $I$ が演算されるのである。図7には、目標差圧 $\Delta P$ とソレノ

イド電流値  $I$  との関係の一例として、目標差圧  $\Delta P$  とソレノイド電流値  $I$  とを直接に対応させるのではなくソレノイド吸引力  $F_s$  を媒介として間接に対応させる関係が示されている。目標差圧  $\Delta P$  とソレノイド吸引力  $F_s$  との関係と、ソレノイド吸引力  $F_s$  とソレノイド電流値  $I$  との関係とがそれぞれ示されているのである。

続いて、S 6 において、圧力制御弁 22 のソレノイド 74 に、演算された電流値  $I$  で電流が供給されることにより、電流制御が行われる。ただし、この電流制御においては、図 8 に示すように、一回の効き特性制御の実行開始時期からの経過時間  $T$  が設定時間  $T_0$  を超えない制御初期は、ソレノイド 74 にマスタシリンダ液圧  $P_M$  に基づく電流値  $I$  より大きい電流値、例えば、予め定められた最大電流値  $I_{MAX}$  が供給される。これにより、圧力制御弁 22 において弁子 70 の作動応答性が向上し、素早く弁座 72 に着座することになる。すなわち、この S 6 においては、図 9 に示すように、まず、S 6 a において、効き特性制御開始後設定時間  $T_0$  が経過した否かが判定され、経過していなければ判定が NO となり、S 6 b において、ソレノイド 74 への供給電流値  $I_s$  が最大電流  $I_{MAX}$  とされ、これに対し、効き特性制御の制御開始後設定時間  $T_0$  が経過したならば、S 6 a の判定が YES となり、S 6 c において、ソレノイド 74 への供給電流値  $I_s$  が目標差圧  $\Delta P$  に基づく通常値  $I_N$  に決定されるのである。

その後、S 7 において、ポンプモータ 114 にそれを ON する信号が出力され、これにより、ポンプ 16 によりリザーバ 48 から作動液が汲み上げられ、作動液が各ブレーキシリンダ 10 に吐出され、これにより、各ブレーキシリンダ 10 がマスタシリンダ液圧  $P_M$  よりそのマスタシリンダ液圧  $P_M$  に応じた高さだけ高い液圧が発生させられる。以上で本ルーチンの一回の実行が終了する。

以上、効き特性制御ルーチンの内容を図面に基づいて詳細に説明したが、アンチロック制御ルーチンは、本発明と直接に関係しないため、簡単に説明する。アンチロック制御ルーチンは、車輪速センサ 112 により各輪の車輪速および車体の走行速度を監視しつつ、増圧弁 40 は開状態、減圧弁 50 は閉状態とする増圧状態、増圧弁 40 も減圧弁 50 も閉状態とする保持状態および増圧弁 40 は閉状

態、減圧弁50は開状態とする減圧状態を選択的に実現することにより、車両制動時に各輪がロックすることを防止する。さらに、アンチロック制御ルーチンは、アンチロック制御中ポンプモータ114を作動させ、ポンプ16によりリザーバ48から作動液を汲み上げて主通路18に戻す。

したがって、本実施形態によれば、従来のアンチロック型ブレーキ装置にハード部品としてマスタシリンダ液圧センサ80、圧力制御弁22および流入制御弁90を追加するだけで、本来アンチロック制御用として設けられたポンプ16が積極的に流用されてブレーキの効き特性制御が実現されるという効果が得られる。

なお付言すれば、本実施形態においては、マスタシリンダ液圧 $P_M$ が基準値 $P_{M0}$ を超えた場合には、アンチロック制御の要否を問わず、効き特性制御が実行され、マスタシリンダ液圧 $P_M$ より高い液圧がポンプ16の吐出側に発生させられるが、アンチロック制御の実行中には、効き特性制御の実行を禁止することができる。

以上の説明から明らかなように、本実施形態においては、マスタシリンダ液圧センサ80とECU110のうち図5のS2、S3およびS7を実行する部分とによってポンプ作動装置24が構成されているのである。また、ポンプ16が「液圧源」に対応し、ポンプ作動装置24が「液圧源制御装置」、「設定運転状態時制御手段」、「ブースタ助勢限界時制御手段」および「基準値到達時制御手段」にそれぞれ対応し、圧力制御弁22が「流通制御装置および変圧装置」の一例である「圧力制御装置」に対応し、マスタシリンダ液圧 $P_M$ が基準値 $P_{M0}$ を超えるように運転者がブレーキペダル32を操作する状態が「設定運転状態」に対応し、圧力制御弁22が「電磁式圧力制御弁」に対応し、マスタシリンダ液圧センサ80とECU110のうち図5のS4ないしS6を実行する部分とが「磁気力制御装置」に対応しているのである。また、圧力制御弁22とポンプ16とポンプ作動装置24とによって「増圧装置」の一例が構成されているのである。

次に、本発明の第2実施形態を説明する。ただし、本実施形態は先の第1実施形態と共通する要素が多いため、それら共通する要素は同一の符号を付すること

によって詳細な説明を省略し、異なる要素のみを詳細に説明する。

第1実施形態においては、効き特性制御時にマスタシリンダ14からの高圧の作動液は一旦リザーバ48に収容されて減圧されてからポンプ16により汲み上げられるが、本実施形態においては、マスタシリンダ14からの高圧の作動液はリザーバ48を経ることなく直ちにポンプ16の吸入側に補給される。具体的には、本実施形態においては、図10に示すように、補給通路130が、基幹通路34のうちマスタシリンダ14と圧力制御弁22との間の部分と、ポンプ通路60のうちポンプ16の吸入弁62とリザーバ132との間の部分と互いに接続する構成とされ、さらに、ポンプ通路60のうち補給通路130とリザーバ132との間の部分に、補給通路130からリザーバ132への作動液の流れを阻止するがその逆向きの流れは許容する逆止弁134が設けられている。

各リザーバ通路46は、ポンプ通路60のうち逆止弁134とリザーバ132との間の部分に接続されている。

補給通路130の途中には常閉の電磁開閉弁である流入制御弁138が設けられており、その流入制御弁138はECU140により、アンチロック制御中、マスタシリンダ14から作動液を導入することが必要である場合に開状態に切り換えられる。ここで、マスタシリンダ14から作動液を導入することが必要である場合であるか否かの判定は、本実施形態においては、アンチロック制御中、リザーバ132においてポンプ16により汲み上げるべき作動液が存在しないか否かの判定とされ、また、その作動液の存否判定は、本実施形態においては、増圧弁40が増圧状態にある時間の積算値と、減圧弁50が減圧状態にある時間の積算値とがそれぞれ演算され、それら増圧時間および減圧時間の関係に基づき、リザーバ132における作動液の残量が推定されることによって行われる。

なお、本実施形態においては、流入制御弁138が電磁式とされており、先の第1実施形態におけるようにパイロット制御式ではないため、リザーバ132はリザーバ48とは異なる構成とされ、すなわち、単に作動液を圧力下に蓄える構成とされているのである。

図11には、本実施形態の電氣的構成（ソフトウェア構成を含む）が示されて

いる。

図12には、以上の内容の効き特性制御を実現するために、ECU140のROMに記憶されている効き特性制御ルーチンがフローチャートで表されている。以下、本ルーチンの内容を同図に基づいて説明するが、第1実施形態における共通する内容については簡単に説明する。

本ルーチンにおいてはまず、S101において、マスタシリンダ液圧センサ80からマスタシリンダ液圧信号が取り込まれ、次に、S102において、そのマスタシリンダ液圧信号が表すマスタシリンダ液圧 $P_M$ が基準値 $P_{M0}$ より高いか否かが判定される。今回は高くはないと仮定すれば判定がNOとなり、S103において、圧力制御弁22のソレノイド74と流入制御弁138のソレノイド116と前記ポンプモータ114とにそれぞれ、それらをOFFとする信号が出力される。以上で本ルーチンの一回の実行が終了する。

これに対し、マスタシリンダ液圧 $P_M$ が基準値 $P_{M0}$ より高いと仮定すれば、S102の判定がYESとなり、S104において、マスタシリンダ液圧 $P_M$ とブレーキシリンダ液圧 $P_B$ との目標差圧 $\Delta P$ が演算され、次に、S105において、その目標差圧 $\Delta P$ に応じて圧力制御弁22のソレノイド74に供給すべき電流値 $I$ が演算される。続いて、S106において、その演算された電流値 $I$ に基づき、圧力制御弁22のソレノイド74に対して電流制御が行われ、その後、S107において、ポンプモータ114にそれをONする信号が出力される。

続いて、S108において、現在アンチロック制御の実行中であるか否かが判定される。実行中ではないと仮定すれば判定がNOとなり、S109において、流入制御弁138のソレノイド116にそれをONする信号、すなわち、流入制御弁138を開かせるための信号が出力される。これにより、マスタシリンダ14から作動液が減圧されることなくポンプ16に導入されることにより、効き特性制御が適正に実現される。以上で本ルーチンの一回の実行が終了する。

これに対し、現在アンチロック制御の実行中であると仮定すればS108の判定がYESとなり、S110において、リザーバ132においてポンプ16により汲み上げるべき作動液として存在する作動液の量の推定演算、すなわち、リザ

ーバ残量の推定演算が行われる。続いて、S 1 1 1において、推定されたりザーバ残量が0であるか否か、すなわち、リザーバ1 3 2においてポンプ1 6により汲み上げるべき作動液が存在しないか否かが判定される。今回はリザーバ残量が0ではないと仮定すれば、判定がNOとなり、S 1 1 2において、流入制御弁1 3 8のソレノイド1 1 6にそれをOFFする信号、すなわち、流入制御弁1 3 8を閉じさせるための信号が出力される。一方、今回はリザーバ残量が0であると仮定すれば、S 1 1 1の判定がYESとなり、S 1 0 9において、流入制御弁1 3 8にそれを開かせるための信号が出力される。いずれの場合も、以上で本ルーチンの一回の実行が終了する。

したがって、本実施形態によれば、マスタシリンダ1 4からの作動液をポンプ1 6により汲み上げてブレーキシリンダ1 0を増圧する際に、マスタシリンダ1 4からの作動液を減圧することなくポンプ1 6により加圧してブレーキシリンダ1 0に供給可能となり、必要な分だけポンプ1 6により加圧すれば済むため、ポンプモータ1 1 4の負荷低減に伴う小形化および作動音の低減、ポンプモータ1 1 4の初期応答性の向上、ポンプモータ1 1 4の寿命延長の効果が得られる。

以上の説明から明らかなように、本実施形態においては、増圧弁4 0および減圧弁5 0が「電磁液圧制御装置」に対応し、それら増圧弁4 0および減圧弁5 0とリザーバ1 3 2とECU 1 4 0のうちアンチロック制御ルーチンを実行する部分とが「自動液圧制御装置」に対応し、補給通路1 3 0、逆止弁1 3 4、流入制御弁1 3 8およびECU 1 4 0のうち図1 1のS 1 0 2、S 1 0 3、S 1 0 8ないしS 1 1 2を実行する部分が「作動液導入装置」に対応しているのである。

次に、本発明の第3実施形態を説明する。

図1 3には、本実施形態の機械的構成が示されている。本実施形態は、最先の第1実施形態と圧力制御弁に関する要素が異なり、それ以外の要素については共通する。したがって、以下、圧力制御弁に関する要素のみを詳細に説明する。

圧力制御弁1 5 0は、マスタシリンダ液圧とブレーキシリンダ液圧との関係を機械的に制御する形式である。

圧力制御弁1 5 0は、図1 4に示すように、ハウジング1 5 2を備えている。



そのハウジング 152 には段付きのシリンダボア 154 が形成されており、そのシリンダボア 154 の大径部においてマスタシリンダ側、その小径部においてブレーキシリンダ側とそれぞれ連通している。シリンダボア 154 にはピストン 156 が摺動可能に嵌合されている。ピストン 156 も段付きとされており、それらシリンダボア 154 とピストン 156 とは、それぞれの大径部同士と小径部同士とにおいてそれぞれ実質的に気密かつ摺動可能に嵌合されているのである。このようにシリンダボア 154 にピストン 156 が嵌合されることにより、ハウジング 152 内には、マスタシリンダ側の第 1 液室 160 と、ブレーキシリンダ側の第 2 液室 162 と、シリンダボア 154 の段付き部とピストン 156 の段付き部との間の大気圧室 164 とがそれぞれ形成されている。ピストン 156 の大径部 168 は第 1 液室 160 の液圧である第 1 液圧  $P_1$  を受圧面積  $S_1$  で受け、一方、ピストン 156 の小径部 170 は第 2 液室 162 の液圧である第 2 液圧  $P_2$  を受圧面積  $S_2$  ( $< S_1$ ) で受ける。大気圧室 164 には、弾性部材としてのスプリング 172 がハウジング 152 とピストン 156 とに挟まれて圧縮された状態で設けられており、ピストン 156 を大気圧室 164 の容積が増加する向き、すなわち、その大径部 168 がシリンダボア 154 の大径部の底部に当接する非作用位置に向かって力  $F_3$  で付勢している。ピストン 156 の大径部 168 の端部がシリンダボア 154 の大径部の底部に当接することによってピストン 156 の後退端位置（非作用位置）が規定され、ピストン 156 の段付き部がハウジング 152 の段付き部に当接することによってピストン 156 の前進端位置が規定されている。

ピストン 156 には、第 1 液室 160 と第 2 液室 162 とを互いに連通させる連通路 174 が形成されており、その連通路 174 は開閉弁 176 により開閉させられる。開閉弁 176 は、弁子 178、弁座 180、弁子 178 の弁座 180 への接近限度を規定する接近限度規定部材 181、および弁子 178 をその接近限度位置に向かって付勢する弾性部材としてのスプリング 182 を備えている。弁座 180 は、連通路 174 に連通するとともに、ピストン 156 と一体的に移動し、かつ、第 2 液室 162 に対向するように形成されている。また、接近限度

規定部材 181 は、ハウジング 152 に固定されている。すなわち、開閉弁 176 においては、弁子 178 と弁座 180 との相対移動がピストン 156 によって制御されるようになっているのである。

次に、この圧力制御弁 150 の作動を図 14 に基づいて説明する。

ブレーキ操作が行われておらず、よって、効き特性制御が実行されず、ポンプ 16 が作動せず、ポンプ 16 からの作動液が第 2 液室 162 に供給されない状態（効き特性制御の不実行状態）では、同図の(a) に示すように、ピストン 156 が後退端位置にあり、弁子 178 が弁座 180 に着座せず、連通路 174 が開かれている。

この状態でブレーキ操作が行われ、マスタシリンダ 14 により第 1 液圧  $P_1$  が 0 より増加させられると、連通路 174 が開かれているため、第 2 液圧  $P_2$  が第 1 液圧  $P_1$  と等圧に増加し、結局、ピストン 156 に、第 1 液圧  $P_1$  に基づく力  $F_1$ （＝第 1 液圧  $P_1$  × 受圧面積  $S_1$ ）から第 2 液圧  $P_2$ （この状態では、 $P_1$  に等しい。）に基づく力  $F_2$ （＝第 2 液圧  $P_2$  × 受圧面積  $S_2$ ）を引いた値で表される軸方向力（＝ $F_1 - F_2$ ）が作用する。

その後、ブレーキ操作が強められ、第 1 液圧  $P_1$  すなわち第 2 液圧  $P_2$  が増加してピストン 156 の軸方向力がスプリング 172 の弾性力  $F_3$  に打ち勝つに至れば、すなわち、

$$P_1 \times (S_1 - S_2) \geq F_3$$

なる式で表される関係が成立すれば、ピストン 156 が後退端位置から前進して、弁座 180 がピストン 156 と一体的に移動し、弁座 180 に接近限度位置にある弁子 178 に着座し、これにより連通路 174 が閉じられる。しかし、弁子 178 が弁座 180 に着座する位置からピストン 156 がわずかに前進すると、同図の(b) に示すように、ピストン 156 がその段付き部がハウジング 152 の段付き部に当接する前進端位置に達し、ピストン 156 のさらなる前進が阻止される。すなわち、ハウジング 152 のうちピストン 156 が前進端位置にあるときにピストン 156 の段付き部と当接する部分が前進限度規定部材 184 を構成しているのである。

ピストン 156 が前進端位置にある状態では、弁子 178 において、第 1 液圧  $P_1$  と第 2 液圧  $P_2$  とが互いに逆向きに作用することとなり、第 1 液圧  $P_1$  が第 2 液圧  $P_2$  より高められれば（スプリング 180 の弾性力は無視できるほどに小さい。）、弁子 178 がその位置から後退して弁座 180 から離間し、再び連通路 174 が開かれ、第 1 液室 160 から第 2 液室 162 へ向かう作動液の流れが許容され、第 2 液圧  $P_2$  が第 1 液圧  $P_1$  と等圧に増加される。

すなわち、効き特性制御の不実行状態では、前進限度規定部材 184 により圧力制御弁 150 の機能が実質的に無効され、ブレーキシリンダ 10 にマスタシリンダ液圧と等圧の液圧が発生させられるのである。

次に、ブレーキ操作中に効き特性制御が実行され、ポンプ 16 が作動させられてポンプ 16 からの作動液が第 2 液室 162 に供給される状態（効き特性制御の実行状態）について説明する。

この状態では、第 2 液圧  $P_2$  が第 1 液圧  $P_1$  より高くなれば、まず、弁子 178 が弁座 180 に着座し、第 2 液圧  $P_2$  がさらに高められれば、弁子 178 がピストン 156 と一体的に前進端位置から後退する。この状態では、それら弁子 178 およびピストン 156 に、

$$P_1 \times S_1 = P_2 \times S_2 + F_3$$

なる式で表される力のつりあいが成立し、その結果、第 2 液圧  $P_2$  が、

$$P_2 = P_1 \times (S_1 / S_2) - F_3 / S_2$$

なる式で表されることになり、結局、ブレーキシリンダ 10 に、第 1 液圧  $P_1$  すなわちマスタシリンダ液圧  $P_M$  より、

$$P_1 \times \{ (S_1 / S_2) - 1 \} - F_3 / S_2$$

だけ高い液圧が発生させられることになる。

ポンプ 16 により第 2 液圧  $P_2$  がさらに増加させられ、ピストン 156 が弁子 178 の弁座 180 への接近限度位置を超えて後退した状態では、第 2 液室 162 から第 1 液室 160 へ向かう作動液の流れが許容され、第 2 液圧  $P_2$  が増加することが阻止され、これにより、第 2 液圧  $P_2$  は、上記式で表される高さに維持される。ポンプ 16 からの作動液が圧力制御弁 150 を経てマスタシリンダ 14

に逃がされることにより、第2液圧 $P_2$ が上記式で表される高さに維持されるのである。

本実施形態においては、上記式から明らかなように、第2液圧 $P_2$ が第1液圧 $P_1$ をピストン156の大径部168の受圧面積 $S_1$ を小径部170の受圧面積 $S_2$ で割った値で増圧したものに等しくなる（スプリング172の弾性力 $F_3$ は無視できるほど小さく設定されている。）。したがって、マスタシリンダ液圧 $P_M$ とブレーキシリンダ液圧 $P_B$ との関係は、図15の(a)にグラフで示されているように、ポンプモータ作動時においてポンプモータ非作動時におけるより勾配が増加するものとなる。また、ブレーキ操作力 $F$ と車体減速度 $G$ との関係は、同図の(b)にグラフで示されているように、ポンプモータ作動時においてポンプモータ非作動時におけるより勾配が増加するものとなる。ただし、その勾配は、ブースタ30が助勢限界に達する前と後とで互いに異なっている。

なお付言すれば、本実施形態における圧力制御弁150においては、可動部材としての弁子178が固定部材としての弁座180（前進端位置にある弁座180）に着座するときの移動の向きと、ブレーキペダル32の踏み込み時にマスタシリンダ14からブレーキシリンダ10へ向かう作動液の流れによって可動部材に生じる流体力によってその可動部材が移動する向きとが互いに逆向きであり、ブレーキペダル32が踏み込み操作される際に可動部材の流体力によって圧力制御弁150が閉じてしまう可能性はないため、先の第1および第2実施形態とは異なり、圧力制御弁150をバイパスする逆止弁付き通路が設けられてはいない。

図16には、本実施形態の電氣的構成が示されている。本実施形態においては、圧力制御弁150が機械的に作動する形式であるため、第1実施形態とは異なり、ソレノイドが増圧弁40および減圧弁50のソレノイド116のみとされている。

図17には、ECU194のコンピュータのROMに記憶されている効き特性制御ルーチンがフローチャートで表されている。本ルーチンにおいては、まず、S201において、マスタシリンダ液圧センサ80からマスタシリンダ液圧信号

が取り込まれ、次に、S 2 0 2において、そのマスタシリンダ液圧信号が表すマスタシリンダ液圧 $P_M$ が基準値 $P_{M0}$ より高いか否かが判定される。今回は高くはないと仮定すれば判定がNOとなり、S 2 0 3において、ポンプモータ1 1 4にそれをOFFする信号が出力される。これに対し、今回はマスタシリンダ液圧 $P_M$ が基準値 $P_{M0}$ より高いと仮定すれば、S 2 0 2の判定がYESとなり、S 2 0 4において、ポンプモータ1 1 4にそれをONする信号が出力される。本実施形態においては、効き特性制御に際し、ポンプモータ1 1 4に対する電気制御のみが行われるのである。

以上の説明から明らかなように、本実施形態においては、圧力制御弁1 5 0が「機械式圧力制御弁」に対応しているのである。

なお付言すれば、本実施形態においては、効き特性制御の実行開始時期がマスタシリンダ1 4の液圧の高さによって決定されるようになっているが、他の条件が成立した場合、例えば、ブレーキ操作部材としてのブレーキペダル3 2が通常より素早く操作された場合などに、効き特性制御が実行されるようにすることができる。

次に、本発明の第4実施形態を説明する。

図1 8には、本実施形態の機械的構成が示されている。本実施形態は、先の第2実施形態における電磁式の圧力制御弁2 2を第3実施形態における機械式の圧力制御弁1 5 0に置換したものである。このように、本実施形態は先の第2および第3実施形態と共通する要素を使用しつつ単にその組合せを変えたものであるため、詳細な説明を省略する。

次に、本発明の第5実施形態を説明する。

図1 9には、本実施形態の機械的構成が示されている。

先のすべての実施形態によれば、ポンプ1 6を利用することによってブレーキシリンダ液圧をマスタシリンダ液圧より高めることができるため、ブースタ3 0のサーボ比を増加させることにより、ブースタ3 0の助勢限界点が低下するという欠点を補いつつブレーキの効きを向上させることができる。しかし、ブースタ3 0のサーボ比を増加させるということは、ブレーキシリンダ液圧におけるブー

スタ 30 の寄与率が高くなることを意味するとともに、効き特性制御の開始時期はブースタ 30 の影響を受けたマスタシリンダ液圧の高さに依存しており、一方、ブースタ 30 が全く故障しないとは言えない。例えば、ブースタ 30 が故障すると、マスタシリンダ液圧  $P_M$  が基準値  $P_{M0}$  を超えることができなくなり、ブースタ 30 の故障に伴う制動力の低下と、効き特性制御の実行が開始されないことに伴う制動力の低下とが同時に生じることになるのである。そこで、本実施形態においては、マスタシリンダ液圧とブレーキシリンダ液圧との関係を電磁的に制御する圧力制御弁 22 が使用された上で、操作力  $F$  に基づいてブレーキシリンダ液圧のマスタシリンダ液圧に対する相対増圧量が決定されるのみならず、ブースタ 30 の故障の有無にも基づいてブレーキシリンダ液圧の相対増圧量が決定される。

そして、本実施形態は、その特徴的な技術、すなわち、ブースタ 30 の故障の有無にも基づいてブレーキシリンダ液圧の増圧量を決定するという技術を最先の第 1 実施形態に付加したものに相当する。したがって、本実施形態は、第 1 実施形態と共通する要素が多いため、共通する要素については同一の符号を使用することによって詳細な説明を省略し、異なる要素についてのみ詳細に説明する。

本実施形態においては、ブースタ 30 がバキューム式であるため、ブースタ 30 の故障の有無がそのバキューム圧の高さによって判定される。そのため、本実施形態には、図 19 および図 20 にそれぞれ示すように、図 2 および図 4 にそれぞれ示されている第 1 実施形態にバキューム圧センサ 200 が追加された構成とされている。バキューム圧センサ 200 は、それが検出したバキューム圧  $P_v$  を表すバキューム圧信号を ECU 210 に出力する。

ECU 210 のコンピュータの ROM には図 21 にフローチャートで表されている効き特性制御ルーチンが記憶されている。以下、本ルーチンを同図に基づいて具体的に説明するが、第 1 実施形態における効き特性制御ルーチン（図 5）と共通するステップについては簡単に説明する。

本ルーチンにおいてはまず、S301において、マスタシリンダ液圧センサ 80 からマスタシリンダ液圧信号が取り込まれ、次に、S302において、バキュー

ーム圧センサ200からバキューム圧信号が取り込まれる。その後、S303において、そのバキューム圧信号が表すバキューム圧 $P_v$ の絶対値が判定値 $P_{v0}$ より小さいか否かが判定される。ブースタ30が正常に倍力作用を行い得るか否かが判定されるのである。今回はバキューム圧 $P_v$ の絶対値が判定値 $P_{v0}$ より小さくはないと仮定すれば、判定がNOとなり、S304において、ブースタ30が正常状態にあると判定されるとともに、効き特性制御を開始する基準値 $P_{M0}$ が通常値 $P_{MN}$ とされる。これに対し、今回はバキューム圧 $P_v$ の絶対値が判定値 $P_{v0}$ より小さいと仮定すれば、S303の判定がYESとなり、S305において、ブースタ30が失陥状態にあると判定されるとともに、基準値 $P_{M0}$ が通常値 $P_{MN}$ より小さい特別値 $P_{Ms}$ とされる。特別値 $P_{Ms}$ は例えば、0とされる。このように基準値 $P_{M0}$ がブースタ30が異常である場合において正常である場合におけるより低く設定されることにより、より容易に効き特性制御によるブレーキシリンダ液圧の増圧制御が開始されることになる。

いずれの場合にもその後、S306において、マスタシリンダ液圧 $P_M$ が基準値 $P_{M0}$ より高いか否かが判定される。今回は高くはないと仮定すれば判定がNOとなり、S307において、圧力制御弁22のソレノイド74がOFFされるとともに、ポンプモータ114もOFFされる。以上で本ルーチンの一回の実行が終了する。

これに対し、今回はマスタシリンダ液圧 $P_M$ が基準値 $P_{M0}$ より高いと仮定すれば、S306の判定がYESとなり、S308において、マスタシリンダ液圧 $P_M$ とブレーキシリンダ液圧 $P_B$ との目標差圧 $\Delta P$ が演算される。具体的には、ブースタ正常時には、例えば、図22の(a)に示すように、目標差圧 $\Delta P$ が、マスタシリンダ液圧 $P_M$ が0から通常値 $P_{MN}$ までの間にある領域では0となり、マスタシリンダ液圧 $P_M$ が通常値 $P_{MN}$ から増加した領域では、マスタシリンダ液圧 $P_M$ に応じてリニアに増加するように演算される。これに対し、ブースタ失陥時には、例えば、同図の(b)に示すように、目標差圧 $\Delta P$ が、マスタシリンダ液圧 $P_M$ が特別値 $P_{Ms}$ である0から増加を開始し、マスタシリンダ液圧 $P_M$ に応じてリニアに増加するように演算される。その後、S309において、その目標差圧 $\Delta$

Pに応じてソレノイド電流値 I が演算され、続いて、S 3 1 0において、その目標ソレノイド電流値 I に基づいて圧力制御弁 2 2 のソレノイド 7 4 に対して電流制御が行われる。その後、S 3 1 1において、ポンプモータ 1 1 4 がONされる。以上で本ルーチンの一回の実行が終了する。

したがって、本実施形態によれば、ブースタ 3 0 が失陥しても、それに伴うブレーキシリンダ液圧の低下量をできる限り小さく抑えることが可能となり、例えば、ブースタ失陥時でありながらブースタ正常時と実質的に同じ高さのブレーキシリンダ液圧を発生させることも可能となり、これにより、ブレーキ装置の信頼性が向上する。

なお付言すれば、本実施形態は、特徴的な技術、すなわち、ブースタ 3 0 の故障の有無にも基づいてブレーキシリンダ液圧の増圧量を決定するという技術を第 1 実施形態に適用したものであるが、その特徴的な技術は、先のいくつかの実施形態にも後のいくつかの実施形態にも適用することができる。

以上の説明から明らかなように、本実施形態においては、ブースタ 3 0 のバキューム圧  $P_v$  の絶対値が判定値  $P_{v0}$  より小さい場合が「ブースタによる倍力が正常でない場合」に対応しており、バキューム圧センサ 2 0 0 と ECU 2 1 0 のうち図 2 1 の S 3 0 3 ないし S 3 0 5 を実行する部分とが「ブースタ倍力異常時制御手段」に対応しているのである。また、本実施形態においては、ブースタ 3 0 による倍力が正常でないことに起因するブレーキシリンダ液圧の低下を回避するための磁気力を圧力制御弁 2 2 に発生させるために、ECU 2 1 0 のうち図 2 1 の S 3 0 3 ~ S 3 0 5 および S 3 0 8 ~ S 3 1 0 を実行する部分がブースタ失陥時磁気力制御装置として設けられているのである。

次に、本発明の第 6 実施形態を説明する。

図 2 3 には、本実施形態の機械的構成が示されている。本実施形態は、図 1 0 に示す第 2 実施形態と機械的構成が基本的に共通しており、異なる点は、第 2 実施形態がポンプ 1 6 を利用して行う増圧制御が効き特性制御であるのに対し、本実施形態が行う増圧制御が B A 制御であることである。ここで、「B A 制御」とは、緊急ブレーキ操作時に実行され、運転者によるブレーキ操作力 F の不足が原



因で、必要な制動減速度が得られないことを回避するために、図 4 2 に示すように、ブレーキ操作力  $F$  と車体減速度  $G$  との基本的な関係を補正することにより、同じブレーキ操作力  $F$  に対して大きなブレーキシリンダ液圧が発生し、その結果、大きな車体減速度  $G$  が発生するようにすることをいう。

そのため、本実施形態においては、図 2 3 および図 2 4 にそれぞれ示すように、制動操作状態検出手段として、ブレーキ操作部材としてのブレーキペダル 3 2 の操作速度を検出する操作速度センサ 2 3 0 が設けられている。操作速度センサ 2 3 0 は操作速度を検出し、それを表す操作速度信号を ECU 2 4 0 に供給する。操作速度センサ 2 3 0 は例えば、ブレーキペダル 3 2 の操作位置を検出する操作位置センサと、その操作位置センサからの信号に基づき、検出された操作位置の変化速度を操作速度として演算する演算回路とを含む構成とされる。

本実施形態においては、BA 制御を実行するために、ECU 2 4 0 のコンピュータの ROM に図 2 5 にフローチャートで表されている BA 制御ルーチンが記憶されている。

本ルーチンにおいてはまず、S 4 0 1 において、操作速度センサ 2 3 0 から操作速度信号が取り込まれ、次に、S 4 0 2 において、その操作速度信号が表す操作速度に基づき、運転者による緊急ブレーキ操作時であるか否かが判定される。例えば、操作速度が設定速度より大きいときに緊急ブレーキ操作時であると判定される。今回は緊急ブレーキ操作時ではないと仮定すれば判定が NO となり、S 4 0 3 において、圧力制御弁 2 2 のソレノイド 7 4 にそれを OFF する信号が出力されるとともに、ポンプモータ 1 1 4 にそれを OFF する信号が出力され、さらに、流入制御弁 1 3 8 のソレノイド 1 1 6 にそれを閉じさせるための OFF 信号が出力される。以上で本ルーチンの一回の実行が終了する。

これに対し、今回は緊急ブレーキ操作時であると仮定すれば、S 4 0 2 の判定が YES となり、S 4 0 4 において、圧力制御弁 2 2 のソレノイド 7 4 に供給すべき電流値  $I$  が緊急ブレーキ操作時に適した値として設定された設定電流値  $I_{EB}$  とされる。設定電流値  $I_{EB}$  は例えば、BA 制御時にブレーキシリンダ 1 0 に、アンチロック制御が開始されるのに必要な高さの液圧が発生するのに必要な大きさ

に設定される。また、設定電流値  $I_{EB}$  は例えば、ブレーキシリンダ 10 とマスタシリンダ 14 との間に一定の差圧が発生するように設定される。その後、S 405 において、そのソレノイド電流値  $I$  で電流が圧力制御弁 22 のソレノイド 74 に供給される。続いて、S 406 において、ポンプモータ 114 にそれを ON する信号が出力されるとともに、流入制御弁 138 のソレノイド 116 にそれを開かせるための ON 信号が出力される。それにより、ブレーキシリンダ 10 にマスタシリンダ液圧より高い液圧が発生させられ、やがて、アンチロック制御が開始されることによりできる限り短い制動距離で車両が制動させられる。

なお付言すれば、本実施形態における BA 制御は、先の第 2 ないし第 5 実施形態または後のいくつかの実施形態における機械的構成を採用して実行可能である。また、BA 制御は、同じブレーキ装置において、先の第 1 ないし第 5 実施形態または後のいくつかの実施形態における効き特性制御と共に実行することができる。後者の場合、例えば、ブレーキ操作時のうち、緊急ブレーキ操作時ではない時には、効き特性制御を選択して実行し、緊急ブレーキ操作時には、BA 制御を選択して実行することができる。

以上の説明から明らかなように、本実施形態においては、運転者がブレーキペダル 32 をその操作速度が設定速度を超えるように操作する状態が「運転者が車両を緊急に制動するためにブレーキ操作部材を操作する状態」に対応し、操作速度センサ 230 と ECU 240 のうち図 25 の S 401 ~ S 403 および S 406 を実行する部分とが「緊急ブレーキ操作時制御手段」に対応しているのである。また、本実施形態においては、緊急ブレーキ操作時にブレーキ操作力  $F$  の不足を補う BA 制御を行うために、ECU 240 のうち図 25 の S 401, S 402, S 404 および S 405 を実行する部分が緊急ブレーキ操作時磁気力制御装置として設けられているのである。

次に、本発明の第 7 実施形態を説明する。

図 26 には、本実施形態の機械的構成が示されている。本実施形態は、先のすべての実施形態とダイヤゴナル 2 系統式のアンチロック型ブレーキ装置である点では共通しているが、流路構成および制御弁配置の点では異なっている。以下、

先のすべての実施形態と共通する要素については同一の符号を使用することによって詳細な説明を省略し、異なる要素については詳細に説明する。

このブレーキ装置の一方のブレーキ系統を代表的に説明すれば、マスタシリンダ 14 の一方の加圧室が主通路 300 により左前輪 FL のブレーキシリンダ 10 と右後輪 RR のブレーキシリンダ 10 とにそれぞれ接続されている。主通路 300 は、1 本の基幹通路 302 と 2 本の分岐通路 304, 306 とが互いに接続されて構成されている。一方の分岐通路 304 の先端には左前輪 FL のブレーキシリンダ 10、他方の分岐通路 306 の先端には右後輪 RR のブレーキシリンダ 10 がそれぞれ接続されている。基幹通路 302 の途中には第 1, 第 2, 第 5 および第 6 実施形態における同じ圧力制御弁 22 が設けられている。マスタシリンダ液圧とブレーキシリンダ液圧との関係を電磁的に制御する形式の圧力制御弁 22 が設けられているのである。

分岐通路 306 の途中には、第 1 電磁弁 310 および第 2 電磁弁 312 がそれらの順に設けられている。いずれの電磁弁 310, 312 も常開の電磁開閉弁とされている。分岐通路 306 のうち第 1 電磁弁 310 と第 2 電磁弁 312 との間の部分からリザーバ通路 314 が延び出し、その先端に第 2 実施形態における同じリザーバ 132 が接続されている。リザーバ通路 314 の途中には、第 3 電磁弁 316 が設けられている。第 3 電磁弁 316 は常閉の電磁開閉弁とされている。

リザーバ 132 はポンプ通路 318 によりポンプ 16 の吸入側が接続されており、ポンプ 16 の吐出側は補助通路 320 により分岐通路 306 のうち第 1 電磁弁 310 とその分岐通路 306 とリザーバ通路 314 との接続点との間の部分に接続されている。ポンプ 16 には吸入弁 62 と吐出弁 64 とがそれぞれ設けられている。

先の第 2 および第 4 実施形態におけると同様に、補給通路 130 が設けられている。補給通路 130 は、基幹通路 302 のうちマスタシリンダ 14 と圧力制御弁 22 との間の部分と、ポンプ通路 318 のうち吸入弁 62 とリザーバ 132 との間の部分とを互いに接続する。さらに、それら実施形態におけると同様に、ポ

ンプ通路 3 1 8 のうち補助通路 1 3 0 との接続点とリザーバ通路 3 1 4 との接続点との間の部分に、マスタシリンダ 1 4 からリザーバ 1 3 2 への作動液の流れを阻止するための逆止弁 1 3 4 が設けられている。本実施形態も、マスタシリンダ 1 4 からの作動液をリザーバ 1 3 2 を経ないで直接にポンプ 1 6 の吸入側に供給する形式とされているのである。

補給通路 1 3 0 の途中には流入制御弁 3 2 4 が設けられている。この流入制御弁 3 2 4 も第 2 および第 4 実施形態におけると同様に、電磁式とされているが、それら実施形態とは異なり、常開式とされている。流入制御弁 3 2 4 を常開式とした理由は次のようである。すなわち、第 2 実施形態においては、流入制御弁 1 3 8 が常閉型であり、その流入制御弁 1 3 8 が開かれるのは効き特性制御の実行中だけであるため、ブレーキ操作中において、マスタシリンダ 1 4 からの作動液がブレーキシリンダ 1 0 に供給される経路として常に存在するのは、主通路 1 8 のみである。この主通路 1 8 には圧力制御弁 2 2 が設けられているが、この圧力制御弁 2 2 は、前述のように、ブレーキペダル 3 2 の踏み込み操作時に可動部材としての弁子 7 0 に生じる流体力によって自ら閉じてしまう可能性があり、この圧力制御弁 2 2 の自閉によってもなおマスタシリンダ 1 4 からブレーキシリンダ 1 0 への作動液の流れが確保されるように、圧力制御弁 2 2 をバイパスする逆止弁 8 4 付きの通路 8 2 が設けられている。これに対し、流入制御弁 3 2 4 を常開型とし、ブレーキ操作時には、効き特性制御の実行の有無を問わず、開かられているようにすれば、万が一、圧力制御弁 2 2 が閉じることがあっても、補給通路 1 3 0、流入制御弁 3 2 4、ポンプ 1 6、補助通路 3 2 0、分岐通路 3 0 6 および分岐通路 3 0 4 の一部を経た経路によってマスタシリンダ 1 4 からの作動液が両ブレーキシリンダ 1 0 にそれぞれ供給され、圧力制御弁 2 2 をバイパスする逆止弁付き通路をあえて設ける必要はない。したがって、本実施形態においては、圧力制御弁 2 2 が第 2 実施形態におけると同じものでありながら、圧力制御弁 2 2 をバイパスする逆止弁付き通路を省略するために、流入制御弁 3 2 4 が常開式とされているのである。

先のすべての実施形態においては、同じブレーキ系統における 2 個のブレーキ

シリンダ 1 0 がそれぞれ増圧弁 4 0 および減圧弁 5 0 の組合せを備えているが、本実施形態においては、制御弁の数を減らすために、それら実施形態とは異なる制御弁配置が採用されており、第 1 電磁弁 3 1 0、第 2 電磁弁 3 1 2 および第 3 電磁弁 3 1 6 により 2 個のブレーキシリンダ 1 0 の液圧がそれぞれ制御される。

具体的には、左前輪 FL のブレーキシリンダ 1 0 については、第 1 電磁弁 3 1 0 を開かせ、第 2 電磁弁 3 1 2 も第 3 電磁弁 3 1 6 も閉じさせることによって増圧が行われ、第 1 電磁弁 3 1 0 を閉じさせることによって保圧が行われ、第 1 電磁弁 3 1 0 も第 3 電磁弁 3 1 6 も開かせるとともに、第 2 電磁弁 3 1 2 を閉じさせることによって減圧が行われる。これに対し、右後輪 RR のブレーキシリンダ 1 0 については、第 2 電磁弁 3 1 2 を開かせるとともに、第 3 電磁弁 3 1 6 を閉じさせることによって増圧が行われ、第 2 電磁弁 3 1 2 を閉じさせることによって保圧が行われ、第 2 電磁弁 3 1 2 も第 3 電磁弁 3 1 6 も開かせることによって減圧が行われる。また、本実施形態においては、左前輪 FL のブレーキシリンダ 1 0 を減圧する必要がある際に、第 2 電磁弁 3 1 2 を閉じさせれば、そのブレーキシリンダ 1 0 が単独で減圧され、また、右後輪 RR のブレーキシリンダ 1 0 を減圧する必要がある際に、第 1 電磁弁 3 1 0 を閉じさせれば、そのブレーキシリンダ 1 0 が単独で減圧される。このように、本実施形態においては、左前輪 FL のブレーキシリンダ 1 0 と右後輪 RR のブレーキシリンダ 1 0 とでリザーバ通路 3 1 4 を共用するものの、それら各ブレーキシリンダ 1 0 を互いに独立に減圧することが可能となっているのである。

また、先のすべての実施形態においては、アンチロック制御中でも、同時に効き特性制御が実行されていない場合には、圧力制御弁 2 2、1 5 0 がマスタシリンダ 1 4 からブレーキシリンダ 1 0 へ向かう作動液の流れを許容する状態にあるため、ポンプ 1 6 はマスタシリンダ液圧以上の吐出圧でないと作動液を吐出できない。これに対し、本実施形態においては、アンチロック制御中、圧力制御弁 2 2 がマスタシリンダ 1 4 からブレーキシリンダ 1 0 へ向かう作動液の流れを阻止する状態とされるため、ポンプ 1 6 はマスタシリンダ液圧以下の吐出圧で作動液

を吐出できる。そのため、本実施形態においては、アンチロック制御中、同時に効き特性制御が実行されていない場合でも、圧力制御弁 22 において弁子 70 が弁座 72 に着座するようにソレノイド 74 の励磁電流が制御される。

図 27 には、本実施形態の電氣的構成が示されている。

第 2 実施形態においては、アンチロック制御と効き特性制御との双方を行うために、各ブレーキ系統毎に 6 個の電磁弁が必要であるのに対し、本実施形態においては、電磁弁が 5 個あれば足りる。しかも、各ブレーキ系統における 2 個のブレーキシリンダ 10 は互いに独立に、増圧、保圧および減圧を行うことが可能となっている。このように、本実施形態によれば、少ない数の電磁弁で各ブレーキシリンダ液圧を互いに独立に制御することができるのである。

以上説明した 5 個の電磁弁のうち、圧力制御弁 22 と流入制御弁 324 とをそれぞれ制御するルーチンが ECU 330 の ROM に記憶されている。そのルーチンは図 28 にフローチャートで表されている。圧力制御弁 22 は、効き特性制御に関係するとともに、アンチロック制御時にはブレーキシリンダ 10 をマスタシリンダ 14 から遮断する機能を果たさなければならない。そのため、そのルーチンは、効き特性制御に関係する部分のみならず、アンチロック制御時に圧力制御弁 22 を制御する部分も含んでいる。さらに、そのルーチンは、アンチロック制御時にポンプモータ 114 を制御する部分も含んでいる。以下、本ルーチンの内容を説明するが、第 2 実施形態におけると共通するステップについては簡単に説明する。

まず、効き特性制御もアンチロック制御も実行されない場合について説明する。

この場合、まず、S501 において、マスタシリンダ液圧センサ 80 からマスタシリンダ液圧信号が取り込まれ、次に、S502 において、そのマスタシリンダ液圧信号が表すマスタシリンダ液圧  $P_M$  が基準値  $P_{M0}$  より高いか否かが判定される。今回は高くはなく、効き特性制御が実行されないと仮定されているから、判定が NO となり、S503 において、アンチロック制御の実行中であるか否かが判定される。今回は実行中ではないと仮定されているから、判定が NO となり

、S 5 0 4において、流入制御弁3 2 4のソレノイドにそれをOFF（開状態）する信号が出力されるとともに、ポンプモータ1 1 4にそれをOFFする信号が出力される。以上で本ルーチンの一回の実行が終了する。

次に、効き特性制御は実行されるが、アンチロック制御は実行されない場合について説明する。

この場合、S 5 0 2の判定がYESとなり、S 5 0 5において、マスタシリンダ液圧 $P_M$ とブレーキシリンダ液圧 $P_B$ との目標差圧 $\Delta P$ が演算され、その後、S 5 0 6において、その目標差圧 $\Delta P$ に応じた目標ソレノイド電流値 $I$ が演算され、続いて、S 5 0 7において、その目標ソレノイド電流値 $I$ に基づいて圧力制御弁2 2のソレノイド7 4に対して電流制御が行われる。その後、S 5 0 8において、ポンプモータ1 1 4がONされる。続いて、S 5 0 9において、現在アンチロック制御の実行中であるか否かが判定される。今回は実行中ではないと仮定されているから、判定がNOとなり、S 5 1 0において、流入制御弁3 2 4のソレノイドにそれをOFFする信号、すなわち、流入制御弁3 2 4を開かせるための信号が出力される。以上で本ルーチンの一回の実行が終了する。

次に、効き特性制御もアンチロック制御も実行される場合について説明する。

この場合、S 5 0 2の判定がYESとなり、上記の場合と同様にしてS 5 0 5～S 5 0 9が実行され、今回はアンチロック制御が実行中であると仮定されているから、そのS 5 0 9の判定がYESとなる。その後、S 5 1 1において、リザーバ1 3 2においてポンプ1 6により汲み上げるべき作動液として存在する作動液の量が推定される。リザーバ液残量推定が行われるのである。続いて、S 5 1 2において、推定されたリザーバ残量が0であるか否かが判定される。今回はリザーバ残量が0ではないと仮定すれば、判定がNOとなり、S 5 1 3において、流入制御弁3 2 4のソレノイドにそれをONする信号、すなわち、流入制御弁3 2 4を閉じさせるための信号が出力される。一方、今回はリザーバ残量が0であると仮定すれば、S 5 1 2の判定がYESとなり、S 5 1 0において、流入制御弁3 2 4のソレノイドにそれをOFFする信号、すなわち、流入制御弁3 2 4を

開かせるための信号が出力される。いずれの場合も、以上で本ルーチンの一回の実行が終了する。

なお、効き特性制御もアンチロック制御も実行される場合には、アンチロック制御が、圧力制御弁 22 において弁子 70 が弁座 72 に着座する状態で行われるため、ポンプ 16 は作動液をマスタシリンダ液圧以下の吐出圧で吐出することが可能となる。

次に、効き特性制御は実行されないが、アンチロック制御は実行される場合を説明する。

この場合、S502 の判定は NO、S503 の判定は YES となり、S514 において、ポンプモータ 114 にそれを ON する信号が出力される。アンチロック制御中に各ブレーキシリンダ 10 をポンプ 16 によって増圧するためである。続いて、S515 において、アンチロック制御が開始されてから設定時間が経過したか否かが判定される。経過していない場合には判定が NO となり、S516 において、圧力制御弁 22 のソレノイド 74 が最大電流  $I_{max}$  で励磁されることにより、圧力制御弁 22 において弁子 70 が素早く弁座 72 に着座させられる。これに対し、アンチロック制御が開始されてから設定時間が経過した場合には、S515 の判定が YES となり、S517 において、圧力制御弁 22 への電流供給が終了させられる。

アンチロック制御の開始当初においては、圧力制御弁 22 の弁子 70 においてマスタシリンダ側における液圧とブレーキシリンダ側における液圧との差がほとんどないため、ソレノイド 74 を強く励磁して弁子 70 を弁座 72 に素早く押し付けることが必要であるのに対し、アンチロック制御の開始後であって、ブレーキシリンダ 10 の減圧が行われた後には、圧力制御弁 22 の弁子 70 においてマスタシリンダ側における液圧がブレーキシリンダ側における液圧より高くなり、ソレノイド 74 の磁気力なしでも弁子 70 が弁座 72 に着座し続ける。マスタシリンダ 14 とブレーキシリンダ 10 との差圧に基づいて弁子 70 が自ら弁座 72 に着座し続けるのである。したがって、本実施形態においては、アンチロック制御中、圧力制御弁 22 のソレノイド 74 を連続して励磁するのではなく、励磁する



ことが必要な期間に限ってソレノイド 7 4 を励磁することにより、電力の消費量を節減するのである。ただし、アンチロック制御中、ブレーキペダル 3 2 の踏み込みが弱められ、マスタシリンダ液圧とブレーキシリンダ液圧との差がスプリング 7 6 の弾性力  $F_3$  に打ち勝つことができなくなれば、弁子 7 0 が弁座 7 2 から離間し、ブレーキシリンダ 1 0 がマスタシリンダ 1 4 によって減圧されることになる。

いずれの場合にもその後、S 5 1 1 以下のステップに移行し、リザーバ 1 3 2 においてポンプ 1 6 によって汲み上げるべき作動液が存在しない場合に限り、流入制御弁 3 2 4 が開かれるようにされる。

なお付言すれば、本実施形態においては、効き特性制御中、マスタシリンダ 1 4 からの作動液がリザーバ 1 3 2 を経ることなく直ちにポンプ 1 6 の吸入側に供給される上に、アンチロック制御中、ポンプ 1 6 とマスタシリンダ 1 4 とが互いに遮断され、ポンプ 1 6 が作動液を主通路 3 0 0 に戻す際にマスタシリンダ液圧に打ち勝つことが不要となるため、ポンプ 1 6 およびポンプモータ 1 1 4 の低容量化が可能となるという効果が得られる。

さらに付言すれば、以上説明したすべての実施形態においては、ブースタの存在を前提に効き特性制御や B A 制御が行われるようになってはいるが、ブースタなしでも効き特性制御や B A 制御を行うことが可能である。

以上の説明から明らかなように、本実施形態においては、第 1 ないし第 3 電磁弁 3 1 0, 3 1 2, 3 1 6 が「電磁液圧制御装置」に対応し、それら第 1 ないし第 3 電磁弁 3 1 0, 3 1 2, 3 1 6 とリザーバ 1 3 2 と E C U 3 3 0 のうちアンチロック制御ルーチンを実行する部分とが「自動液圧制御装置」に対応し、E C U 3 3 0 のうち図 2 8 の S 5 0 3 ないし S 5 1 7 を実行する部分が「自動制御時磁気力制御装置」に対応しているのである。

次に、本発明の第 8 実施形態を説明する。

図 2 9 には、本実施形態の電氣的構成が示されている。本実施形態は最先の第 1 実施形態と機械的構成が共通し、異なるのは電氣的構成である。

図に示すように、本実施形態においては、第 1 実施形態と異なり、マスタシリ

シリンダ液圧センサ 80 が設けられていない。ECU 340 のコンピュータの ROM には、図 30 にフローチャートで表されている効き特性制御ルーチンが示されている。本ルーチンにより実行される効き特性制御は、ブレーキ操作力関連量としての車体減速度  $G$  に関連付けてポンプ 16 を制御するものである。

具体的には、まず、S551において、車体減速度  $G$  が演算される。本実施形態においては、前記アンチロック制御ルーチンの実行により、車輪速センサ 112 により検出された各輪の車輪速に基づいて推定車速が演算されるようになっており、この S551 においては、その推定車速の時間微分値として車体減速度  $G$  が演算される。図 31 には、車輪速の検出から車体減速度  $G$  の演算までの過程が機能ブロック図で示されている。各輪の車輪速センサ 112 の出力側が推定車速演算手段 346 の入力側に接続され、その推定車速演算手段 346 の出力側が車体減速度演算手段 348 の入力側に接続されている。そして、ECU 340 のうちこの S551 を実行する部分が車体減速度演算手段 348 に対応している。

次に、S552 において、ブースタ 30 が助勢限界に到達したか否かが判定される。具体的には、車体減速度  $G$  が、ブースタ 30 が助勢限界に到達したときに取ることが予想される基準値  $G_0$  を超えているか否かが判定される。今回は超えていないと仮定すれば、判定が NO となり、S553 において、増圧制御の終了処理が行われる。具体的には、図 5 における S3 におけると同様に、圧力制御弁 30 のソレノイド 74 にそれを OFF する信号が出力され、さらに、ポンプモータ 114 にもそれを OFF する信号が出力される。これに対して、車体減速度  $G$  が基準値  $G_0$  を超えていると仮定すれば、S552 の判定が YES となり、S554 において、増圧制御が実行される。具体的には、図 5 における S4 ~ S7 におけるに準じて、車体減速度  $G$  (マスタシリンダ液圧  $P_M$  に相当する値として使用) に基づく目標差圧  $\Delta P$  の演算、目標差圧  $\Delta P$  に基づくソレノイド電流値  $I$  の演算、圧力制御弁 30 のソレノイド 74 の制御およびポンプモータ 114 の ON への移行が行われる。いずれの場合にも、以上で本ルーチンの一回の実行が終了する。

以上の説明から明らかなように、本実施形態においては、「ブレーキ操作力関

連量センサ」が専用のハードウェアとしてではなく車体減速度演算手段 3 4 8 というソフトウェアとして設けられ、かつ、車体減速度 G に基づいて増圧制御の要否が判定される。

したがって、本実施形態によれば、ブレーキ操作力関連量を検出する専用のセンサを付加することなく、ブレーキ操作力に関連付けてポンプ 1 6 が制御されるため、ブレーキ装置の大形化およびコストアップを回避しつつ増圧制御を実行可能となるという効果が得られる。

以上の説明から明らかなように、本実施形態においては、車体減速度演算手段 3 4 8 が「ブレーキ操作力関連量センサ」の一例である「車体減速度センサ」に対応し、また、E C U 3 4 0 のうち図 3 0 の S 5 5 2 を実行する部分が、「液圧源制御装置」、「設定運転状態時制御手段」、「ブースタ助勢限界時制御手段」および「基準値到達時制御手段」にそれぞれ対応しているのである。

次に、本発明の第 9 実施形態を説明する。

図 3 2 には、本実施形態の電氣的構成が示されている。本実施形態も最先の第 1 実施形態と機械的構成が共通し、異なるのは電氣的構成である。

図 3 2 に示すように、本実施形態においては、第 1 実施形態と異なり、ブレーキスイッチ 3 5 0 が付加されている。ブレーキスイッチ 3 5 0 は、ブレーキペダル 3 2 の操作の有無を検出し、ブレーキ操作の有無を規定するブレーキ操作信号を出力する。本実施形態においては、ブレーキ操作時には O N 信号を出力し、非ブレーキ操作時には O F F 信号を出力する。すなわち、ブレーキスイッチ 3 5 0 は、「ブレーキ操作力関連量センサ」の一例である「ブレーキ操作センサ」の一例なのである。E C U 3 5 2 のコンピュータの R O M には、図 3 8 にフローチャートで表されている効き特性制御ルーチンが示されている。本ルーチンにより実行される効き特性制御は、マスタシリンダ液圧  $P_M$  とブレーキ操作の有無と車体減速度 G とに関連付けてポンプ 1 6 を制御するものである。

具体的には、まず、S 6 0 1 において、マスタシリンダ液圧センサ 8 0 が正常であるか否かが判定される。例えば、マスタシリンダ液圧センサ 8 0 に断線や短絡が発生しているか否かが判定され、いずれも発生していなければマスタシリン

ダ液圧センサ 80 が正常であると判定される。今回はマスタシリンダ液圧センサ 80 が正常であると仮定すれば、判定が YES となり、S 602 において、マスタシリンダ液圧センサ 80 からマスタシリンダ液圧信号が取り込まれ、次に、S 603 において、ブースタ 30 が助勢限界に到達したか否かが判定される。具体的には、マスタシリンダ液圧信号により規定されるマスタシリンダ液圧  $P_M$  が、ブースタ 30 が助勢限界に到達したときに取ることが予想される基準値  $P_{M0}$  を超えているか否かが判定される。今回は超えていないと仮定すれば、判定が NO となり、S 604 において、増圧制御の終了処理が行われる。これに対して、マスタシリンダ液圧  $P_M$  が基準値  $P_{M0}$  を超えていると仮定すれば、S 603 の判定が YES となり、S 605 において、増圧制御が実行される。具体的には、図 5 における S 4 ~ S 7 における準じて、マスタシリンダ液圧  $P_M$  に基づく目標差圧  $\Delta P$  の演算、ソレノイド電流値  $I$  の演算、圧力制御弁 30 のソレノイド 74 の制御およびポンプモータ 114 の ON への移行が行われる。いずれの場合にも、以上で本ルーチンの一回の実行が終了する。

以上、マスタシリンダ液圧センサ 80 が正常である場合を説明したが、正常でない場合には、S 601 の判定が NO となり、S 606 において、図 30 における S 551 におけると同様に車体減速度  $G$  が演算される。その後、S 607 において、ブレーキスイッチ 350 が ON であるか否か、すなわち、ブレーキ操作中であるか否かが判定される。今回はブレーキスイッチ 350 が ON ではないと仮定すれば、判定が NO となり、S 608 において、増圧制御の終了処理が行われる。これに対して、ブレーキスイッチ 350 が ON であると仮定すれば、S 607 の判定が YES となり、S 609 において、車体減速度  $G$  が基準値  $G_0$  を超えているか否かが判定される。基準値  $G_0$  は、本実施形態においては、ブースタ 30 が助勢限界に到達したときに取ることが予想される車体減速度  $G$  として設定されている。すなわち、本実施形態においては、この S 609 がマスタシリンダ液圧センサ 80 の故障時に S 603 の機能を代替するものとして設けられているのである。今回は車体減速度  $G$  が基準値  $G_0$  を超えていないと仮定すれば、判定が NO となり、S 608 において、増圧制御の終了処理が行われ、今回は車体減速

度 $G$ が基準値 $G_0$ を超えていると仮定すれば、判定がYESとなり、S610において、S605におけると同様にして増圧制御が実行される。いずれの場合にも、以上で本ルーチンの一回の実行が終了する。

以上の説明から明らかなように、本実施形態においては、「ブレーキ操作力関連量センサ」としてマスタシリンダ液圧センサ80とブレーキスイッチ350とS606とが設けられ、かつ、マスタシリンダ液圧センサ80の正常時にはマスタシリンダ液圧 $P_M$ に基づいて増圧制御の要否が判定され、マスタシリンダ液圧センサ80の故障時にはブレーキ操作の有無と車体減速度 $G$ とに基づいて増圧制御の要否が判定される。

したがって、本実施形態によれば、マスタシリンダ液圧センサ80の故障時でも、増圧制御の要否が精度よく判定され、ブレーキ装置の信頼性が向上するという効果が得られる。

以上の説明から明らかなように、本実施形態においては、ECU352のうち図33のS601～S603、S606およびS609を部分が「フェイルセーフ手段」に対応し、また、車体減速度演算手段348が「車体減速度センサ」に対応しているのである。

次に、本発明の第10実施形態を説明する。

図34には、本実施形態の電氣的構成が示されている。本実施形態は図32および図33に示す先の第9実施形態と効き特性制御ルーチンが異なる。その効き特性制御ルーチンは、ECU360のコンピュータのROMに記憶されている。

図35には、その効き特性制御ルーチンがフローチャートで表されている。本ルーチンにおいては、まず、S701において、マスタシリンダ液圧センサ80からマスタシリンダ液圧信号が取り込まれる。次に、S702において、ブースタ30が助勢限界に到達したか否か、すなわち、マスタシリンダ液圧 $P_M$ が前記基準値 $P_{M0}$ を超えているか否かが判定される。今回は超えていないと仮定すれば、判定がNOとなり、S703において、増圧制御の終了処理が行われる。以上で本ルーチンの一回の実行が終了する。

これに対して、今回はマスタシリンダ液圧 $P_M$ が基準値 $P_{M0}$ を超えていると仮定すれば、S702の判定がYESとなり、S704において、ブレーキスイッチ350が正常であるか否かが判定される。具体的には、図33におけるS601における準じて判定される。今回はブレーキスイッチ350が正常であると仮定すれば、判定がYESとなり、S705において、ブレーキスイッチ350がONであるか否かが判定される。今回はOFFであると仮定すれば、判定がNOとなり、S703に移行し、今回はONであると仮定すれば、判定がYESとなり、S706において、増圧制御が実行される。

これに対して、今回はブレーキスイッチ350が正常でないと仮定すれば、S704の判定がNOとなり、S707において、図30におけるS606におけると同様にして車体減速度 $G$ が演算される。その後、S708において、車体減速度 $G$ が基準値 $G_0$ を超えているか否かが判定される。本実施形態においては、基準値 $G_0$ が、ブレーキ操作中に取ることが予想される車体減速度 $G$ として設定されており、例えば、0.3 $G$ に設定されている。すなわち、本実施形態においては、このS708がブレーキスイッチ300の故障時にS705を代替するものとして設けられているのである。今回は車体減速度 $G$ が基準値 $G_0$ を超えていないと仮定すれば、判定がNOとなり、S703において終了処理が行われ、今回は超えていると仮定すれば、判定がYESとなり、S706において増圧制御が実行される。いずれの場合にも、以上で本ルーチンの一回の実行が終了する。

以上の説明から明らかなように、本実施形態においては、「ブレーキ操作力関連量センサ」としてマスタシリンダ液圧センサ80とブレーキスイッチ350と前記車体減速度演算手段348とが設けられ、かつ、ブレーキスイッチ350の正常時にはマスタシリンダ液圧 $P_M$ とブレーキ操作の有無とに基づいて増圧制御の要否が判定され、ブレーキスイッチ350の故障時にはマスタシリンダ液圧 $P_M$ と車体減速度 $G$ とに基づいて増圧制御の要否が判定される。

したがって、本実施形態によれば、ブレーキスイッチ350の故障時でも、増圧制御の要否が精度よく判定されるため、ブレーキ装置の信頼性が向上するとい

う効果が得られる。

以上の説明から明らかなように、本実施形態においては、ECU 360のうち図35のS704、S705およびS708を実行する部分が「フェイルセーフ手段」に対応し、また、車体減速度演算手段348が「車体減速度センサ」に対応しているのである。

次に、本発明の第11実施形態を説明する。

図36には、本実施形態の電氣的構成が示されている。本実施形態は図2～図10に示す第1実施形態と効き特性制御ルーチンの内容のみが異なる。その効き特性制御ルーチンはECU 380のROMに記憶されている。

図37には、その効き特性制御ルーチンがフローチャートで表されている。まず、S801において、マスタシリンダ液圧センサ80からマスタシリンダ液圧信号が取り込まれる。次に、S802において、前記推定車速演算手段346から推定車速が車速Vとして取り込まれる。その後、S803において、車両が停止状態にあるか否かが判定される。例えば、車速Vが設定値（例えば、5 km/h）以下であるときに車両が停止状態にあると判定され、または、車速Vが設定値以下であり、かつ、車体減速度または車体加速度の絶対値が設定値以下であるときに車両が停止状態にあると判定される。ここに、車体減速度または車体加速度は、車速Vの時間微分値として取得することができる。今回は車両が停止状態にはないと仮定すれば、判定がNOとなり、S804において、増圧制御を開始するときのマスタシリンダ液圧 $P_M$ である基準値 $P_{M0}$ が設定値Aとされ、これに対して、今回は車両が停止状態にあると仮定すれば、判定がYESとなり、S805において、基準値 $P_{M0}$ が設定値Bとされる。ここに、設定値Aは先の第10実施形態における基準値 $P_{M0}$ と等しく設定され、また、設定値Bは、図38にグラフで表されているように、設定値Aより大きい値に設定されている。したがって、車両の停止状態において非停止状態におけるより基準値 $P_{M0}$ が大きくなり、マスタシリンダ液圧 $P_M$ が超えることが困難となり、その結果、増圧制御の開始が困難となる。

いずれの場合にも、その後、S806において、マスタシリンダ液圧 $P_M$ が基

準値  $P_{M0}$  を超えているか否かが判定される。今回は超えていないと仮定すれば、判定が NO となり、S 8 0 7 において、増圧制御の終了処理が行われ、これに対して、今回はマスタシリンダ液圧  $P_M$  が基準値  $P_{M0}$  を超えていると仮定すれば、判定が YES となり、S 8 0 8 において、増圧制御が実行される。いずれの場合にも、以上で本ルーチンの一回の実行が終了する。

したがって、本実施形態によれば、車両の停止状態では、増圧制御の開始が困難となるため、作動音が気になり易い車両停止状態においてポンプ 1 6、ポンプモータ 1 1 4 等の作動音が発生せずに済み、車両の静粛性が向上するという効果が得られる。

また、本実施形態においては、ポンプ 1 6 が作動液をマスタシリンダ 1 4 から吸入するようになっていて、ポンプ 1 6 が作動を開始するとマスタシリンダ 1 4 から作動液が排出される。そのため、運転者は操作力を一定に保ってブレーキペダル 3 2 を踏み込むにもかかわらず、ブレーキペダル 3 2 の操作位置が深くなる傾向にあるが、本実施形態においては、車両の停止状態において、ポンプ 1 6 の作動開始が困難となるため、ブレーキペダル 3 2 の操作位置が深くなることが回避され、ブレーキ操作フィーリングの悪化が防止されるという効果も得られる。

以上の説明から明らかなように、本実施形態においては、ECU 3 8 0 のうち図 3 7 の S 8 0 2 および S 8 0 3 を実行する部分が「停止状態検出手段」に対応し、また、S 8 0 4 と S 8 0 5 とを選択的に実行する部分が「作動開始制御手段」および「基準値設定手段」にそれぞれ対応しているのである。

次に、本発明の第 1 2 実施形態を説明する。

図 3 9 には、本実施形態の全体構成が示されている。本実施形態は「流通制御装置および変圧装置」として先のすべての実施形態におけるとは異なる態様のものを備えている。また、本実施形態は、それ以外の機械的構成および電気的構成については先のすべての実施形態におけると同様である。

本実施形態は、主通路 1 8 の途中に設けられ、励磁電流に基づいて磁気力を発生させるソレノイドを有し、その磁気力に基づき、マスタシリンダ 1 4 とブレー



キシリンダ 10 との間における作動液の双方向の流れを許容する第 1 状態と、少なくともブレーキシリンダ 10 からマスタシリンダ 14 へ向かう作動液の流れを阻止する第 2 状態とに切り換わる電磁弁 400 を備えている。さらに、その電磁弁 400 のソレノイドの励磁電流を制御する制御回路 402 を備えている。制御回路 402 は、その励磁電流を、液圧源としてのポンプ 16 からマスタシリンダ 14 およびブレーキシリンダ 10 への作動液の分配比率を制御することによってマスタシリンダ 14 とブレーキシリンダ 10 との差圧が目標差圧となるようにデューティ制御するものである。

すなわち、本実施形態においては、電磁弁 400 が「流通制御装置」の一例を構成し、また、制御回路 402 が「変圧装置」の一例を構成しているのである。

次に、本発明の第 13 実施形態を説明する。

図 40 には、本実施形態の全体構成が示されている。本実施形態は上記第 12 実施形態とは別の態様の「流通制御装置および変圧装置」を備えている。

本実施形態は、上記電磁弁 400 を備え、さらに、その電磁弁 400 を制御する制御回路 410 を備えている。制御回路 410 は、ブレーキシリンダ 10 からマスタシリンダ 14 に向かう作動液の流れを阻止する状態に保持しつつ、ポンプモータ 114 への供給電流を、マスタシリンダ 14 とブレーキシリンダ 10 との差圧が目標差圧となるようにデューティ制御するものである。

すなわち、本実施形態においては、電磁弁 400 が「流通制御装置」の別の例を構成し、制御回路 410 が「変圧装置」の別の例を構成しているのである。

次に、本発明の第 14 実施形態を説明する。

図 41 には、本実施形態の全体構成が示されている。本実施形態は前記第 12 実施形態とはさらに別の態様の「流通制御装置および変圧装置」を備えている。

本実施形態は、上記電磁弁と同様な第 1 電磁弁 418 を備えている。さらに、ポンプ 16 の吸入側に接続され、励磁電流に基づいて磁気力を発生させるソレノイドを有し、その磁気力に基づき、吸入側からポンプ 16 への作動液の流れを許

容する状態と阻止する状態とに切り換わる第2電磁弁420を備えている。さらにまた、それら第1電磁弁418と第2電磁弁420とを制御する制御回路422を備えている。制御回路422は、第1電磁弁418を、ブレーキシリンダ10からマスタシリンダ14に向かう作動液の流れを阻止する状態に保持しつつ、第2電磁弁420のソレノイドの励磁電流を、ポンプ16の吸入量を制御して吐出量を制御することによってマスタシリンダ14とブレーキシリンダ10との差圧が目標差圧となるようにデューティ制御するものである。

すなわち、本実施形態においては、第1電磁弁418が「流通制御装置」のさらに別の例を構成し、第2電磁弁420と制御回路422とが互いに共同して「変圧装置」のさらに別の例を構成しているのである。

なお付言すれば、図10、図18、図23および図26に示す先の各実施形態において、流入制御弁138を上記第2電磁弁420として使用してデューティ制御することにより、本実施形態におけると同様に、ブレーキシリンダ10の増圧制御を実現することができる。

次に、本発明の第15実施形態を説明する。

図47には、本実施形態であるブレーキ装置の全体構成が概略的に示されている。このブレーキ装置は、同図に示すように、車輪の回転を抑制するブレーキを作動させるブレーキシリンダ10の液圧源としてマスタシリンダ14とポンプ16とを有する。マスタシリンダ14とブレーキ操作部材としてのブレーキペダル32との間にはバキュームブースタ517が接続されている。マスタシリンダ14とブレーキシリンダ10とは主通路18により互いに接続されている。その主通路18には、その途中に補助通路20によりポンプ16の吐出側が接続されるとともに、補助通路20との接続点とマスタシリンダ14との間の部分に前記圧力制御弁22が設けられている。圧力制御弁22は、前述のように、ポンプ16の非作動時には、マスタシリンダ14とブレーキシリンダ10との間の作動液の双方向の流れを許容し、ポンプ16の作動時には、ポンプ16からの作動液をマスタシリンダ14に逃がすとともにその逃がすときのポンプ16の吐出圧の高さをマスタシリンダ14の液圧に基づいて変化させる。ポンプ16には電子制御ユ

ニット（以下、「ECU」と略称する。）522が設けられている。ECU522は、ブースタ圧力関連量検出手段523とマスタシリンダ液圧関連量検出手段524との出力信号に基づき、運転者によるブレーキ操作中であって、マスタシリンダ14の液圧より高い液圧をブレーキシリンダ10に発生させることが必要である場合に、ポンプ16を作動させる。

図48には、本実施形態の機械的構成が示されている。本実施形態は、4輪車両に設けられるダイヤゴナル2系統式のブレーキ装置である。このブレーキ装置は、アンチロック制御機能を有し、また、アンチロック制御中、ポンプ16により作動液をブレーキ液圧回路内において還流させる。そして、本実施形態は、ブレーキ操作中、そのポンプ16を利用してブレーキ効き特性制御（以下、単に「効き特性制御」という。）を実行する。ここで、「効き特性制御」とは、前述のように、バキュームブースタ517に助勢限界があることを考慮し、車体減速度Gがブレーキ操作力F（運転者がブレーキペダル32を踏む力）に対して理想的な勾配で（例えば、バキュームブースタ517の助勢限界の前後を問わず、ほぼ同じ勾配で）増加するようにそれらブレーキ操作力Fと車体減速度Gとの関係であるブレーキの効き特性を制御することをいう。

マスタシリンダ14は、図48に示すように、ハウジングに2つの加圧ピストン14a、14bが互いに直列にかつ各々摺動可能に嵌合されることによってハウジング内に各加圧ピストン14a、14bの前方において2つの加圧室が互いに独立して形成されたタンデム型である。このマスタシリンダ14は、バキュームブースタ517を介してブレーキペダル32に連携させられており、そのブレーキペダル32の踏力であるブレーキ操作力Fがマスタシリンダ14の2つの加圧ピストン14a、14bのうちバキュームブースタ517の側の加圧ピストン14aにバキュームブースタ517により倍力されて伝達される。

バキュームブースタ517は、図49に示すように、中空のハウジング525を備えている。ハウジング525内の空間は、パワーピストン526によりマスタシリンダ14の側の負圧室527とブレーキペダル32の側の変圧室528とに仕切られている。負圧室527は、負圧源としてのエンジン吸気管に常時接続

されている。パワーピストン 5 2 6 は、マスタシリンダ 1 4 の側において、ゴム製のリアクションディスク 5 2 9 を介してブースタピストンロッド 5 3 0 と連携させられている。ブースタピストンロッド 5 3 0 はマスタシリンダ 1 4 の加圧ピストン 1 4 a に連携させられ、パワーピストン 5 2 6 の作動力を加圧ピストン 1 4 a に伝達する。

負圧室 5 2 7 と変圧室 5 2 8 との間に弁機構 5 3 1 が設けられている。弁機構 5 3 1 は、ブレーキペダル 3 2 と連携させられているバルブオペレーティングロッド 5 3 2 とパワーピストン 5 2 6 との相対移動に基づいて作動するものであり、コントロールバルブ 5 3 1 a と、エアバルブ 5 3 1 b と、バキュームバルブ 3 1 c と、コントロールバルブスプリング 5 3 1 d とを備えている。エアバルブ 5 3 1 b は、コントロールバルブ 5 3 1 a と共同して変圧室 5 2 8 の大気に対する連通・遮断を選択的に行うものであり、バルブオペレーティングロッド 5 3 2 に一体的に移動可能に設けられている。コントロールバルブ 5 3 1 a は、バルブオペレーティングロッド 5 3 2 にコントロールバルブスプリング 5 3 1 d によりエアバルブ 5 3 1 b に着座する向きに付勢される状態で取り付けられている。バキュームバルブ 5 3 1 c は、コントロールバルブ 5 3 1 a と共同して変圧室 5 2 8 の負圧室 5 2 7 に対する連通・遮断を選択的に行うものであり、パワーピストン 5 2 6 に一体的に移動可能に設けられている。

このように構成されたバキュームブースタ 5 1 7 においては、非作動状態では、コントロールバルブ 5 3 1 a が、エアバルブ 5 3 1 b に着座する一方、バキュームバルブ 5 3 1 c から離間し、それにより、変圧室 5 2 8 が大気から遮断されて負圧室 5 2 7 に連通させられる。したがって、この状態では、負圧室 5 2 7 も変圧室 5 2 8 も共に等しい高さの負圧（大気圧以下の圧力）とされる。これに対して、作動状態では、バルブオペレーティングロッド 5 3 2 がパワーピストン 5 2 6 に対して相対的に接近し、やがてコントロールバルブ 5 3 1 a がバキュームバルブ 5 3 1 c に着座し、それにより、変圧室 5 2 8 が負圧室 5 2 7 から遮断される。その後、バルブオペレーティングロッド 5 3 2 がパワーピストン 5 2 6 に対してさらに相対的に接近すれば、エアバルブ 5 3 1 b がコントロールバルブ 5

31aから離間し、それにより、変圧室528が大気に連通させられる。この状態では、変圧室528が昇圧し、負圧室527と変圧室528との間に差圧が発生し、その差圧によってパワーピストン526が作動させられる。

図48に示すように、マスタシリンダ14の一方の加圧室には左前輪FLおよび右後輪RR用の第1ブレーキ系統が接続され、他方の加圧室には右前輪FRおよび左後輪RL用の第2ブレーキ系統が接続されている。それらブレーキ系統は互いに構成が共通するため、以下、第1ブレーキ系統のみを代表的に説明し、第2ブレーキ系統については説明を省略する。ただし、それらブレーキ系統は、その構成が最先の第1実施形態におけると基本的に共通するとともに、第2実施形態におけると共通する部分も存在するため、共通する要素は共通の符号を使用して説明する。

第1ブレーキ系統においては、第1実施形態におけると同様に、マスタシリンダ14が主通路18により左前輪FLのブレーキシリンダ10と右後輪RRのブレーキシリンダ10とにそれぞれ接続されている。主通路18は、マスタシリンダ14から延び出た後に二股状に分岐させられており、1本の基幹通路34と2本の分岐通路36とが互いに接続されて構成されている。各分岐通路36の先端にブレーキシリンダ10が接続されている。各分岐通路36の途中には常開の電磁開閉弁である増圧弁40が設けられ、開状態でマスタシリンダ14からブレーキシリンダ10へ向かう作動液の流れを許容する増圧状態を実現する。各増圧弁40にはバイパス通路42が接続され、各バイパス通路42には作動液戻り用の逆止弁44が設けられている。各分岐通路36のうち増圧弁40とブレーキシリンダ10との間の部分からリザーバ通路46が延びてリザーバ132（第2実施形態におけると同じ）に至っている。各リザーバ通路46の途中には常閉の電磁開閉弁である減圧弁50が設けられ、開状態でブレーキシリンダ10からリザーバ132へ向かう作動液の流れを許容する減圧状態を実現する。

リザーバ132はポンプ通路60により、ポンプ16の吸入側に接続されている。ポンプ16の吸入側には逆止弁である吸入弁62、吐出側には逆止弁である吐出弁64がそれぞれ設けられている。ポンプ16の吐出側と主通路18とを互

いに接続する補助通路 20 には、絞りとしてのオリフィス 66 と固定ダンパ 68 とがそれぞれ設けられており、それらにより、ポンプ 16 の脈動が軽減される。

前記圧力制御弁 22 には、バイパス通路 82 が設けられており、そのバイパス通路 82 の途中に逆止弁 84 が設けられている。万が一、ブレーキペダル 32 の踏み込み時に圧力制御弁 22 内の可動部材に生ずる流体力によって圧力制御弁 22 が閉じることがあっても、マスタシリンダ 14 からブレーキシリンダ 10 へ向かう作動液の流れが確保されるようにするためである。圧力制御弁 22 にはさらに、それに並列にリリーフ弁 86 も設けられている。ポンプ 16 による吐出圧が過大となることを防止するためである。

本実施形態においては、第 2 実施形態におけると同様に、基幹通路 34 のうちマスタシリンダ 14 と圧力制御弁 22 との間の部分から延びてリザーバ 132 に至る補給通路 130 が設けられている。この補給通路 130 の途中に流入制御弁 138 が設けられている。流入制御弁 138 は、マスタシリンダ 14 からリザーバ 132 への作動液の補給が必要であるときには開状態となり、マスタシリンダ 14 からリザーバ 132 への作動液の流れを許容し、一方、マスタシリンダ 14 からリザーバ 132 への作動液の補給が必要ではないときには閉状態となり、マスタシリンダ 14 からリザーバ 132 への作動液の流れを阻止し、マスタシリンダ 14 による昇圧を可能とする。本実施形態においても、流入制御弁 138 が常閉の電磁開閉弁とされている。また、本実施形態においても、マスタシリンダ 14 から作動液を導入することが必要である場合であるか否かの判定が、アンチロック制御中、リザーバ 132 においてポンプ 16 により汲み上げるべき作動液が存在しないか否かの判定とされ、また、その作動液の存否判定が、増圧弁 40 が増圧状態にある時間の積算値と、減圧弁 50 が減圧状態にある時間の積算値とがそれぞれ演算されるとともに、それら増圧時間と減圧時間とに基づいてリザーバ 132 における作動液の残量が推定されることにより、行われる。

また、本実施形態においては、第 2 実施形態におけると同様に、ポンプ通路 60 のうち補給通路 130 との接続点とリザーバ通路 46 との接続点との間の部分

に、補給通路130からリザーバ132に向かう作動液の流れを阻止し、その逆向きの流れを許容する逆止弁134が設けられている。

図50には、本実施形態の電氣的構成が示されている。前記ECU522は、CPU、ROMおよびRAMを含むコンピュータを主体として構成されており、そのROMに記憶されているブレーキ効き特性制御ルーチンとアンチロック制御ルーチンとがCPUによりRAMを使用しつつ実行されることにより、効き特性制御とアンチロック制御とがそれぞれ実行される。

ECU522の入力側には、前記ブレーキスイッチ350、ブースタ負圧スイッチ（ブースタ圧力関連量検出手段523の一例）534、前記マスタシリンダ液圧センサ（マスタシリンダ液圧関連量検出手段524の一例）80および前記車輪速センサ112が接続されている。

ブースタ負圧スイッチ534は、バキュームブースタ517に取り付けられ、その変圧室528の圧力 $P_v$ を受けて作動する。ブースタ負圧スイッチ534は、図51にグラフで表されているように、変圧室528の圧力 $P_v$ が大気圧 $P_{ATM}$ より低い基準値 $P_{v0}$ より低い状態ではOFF状態のブースタ負圧信号（第1信号）を出力し、一方、基準値 $P_{v0}$ 以上である状態ではON状態のブースタ負圧信号（第2信号）を出力する。すなわち、本実施形態においては、ブースタ負圧スイッチ534が、変圧室圧力関連量検出手段の一例であるとともに、変圧室528の圧力 $P_v$ に応じて作動する圧力スイッチの一例とされているのである。

一方、ECU522の出力側には、図50に示すように、前記ポンプモータ114が接続され、そのポンプモータ114の駆動回路にモータ駆動信号が出力される。ECU522の出力側にはさらに、前記圧力制御弁22のソレノイド74、流入制御弁138、増圧弁40および減圧弁50の各ソレノイド116も接続されている。圧力制御弁22のソレノイド74には、ソレノイド74の磁気力をリニアに制御するための電流制御信号が出力され、一方、流入制御弁138、増圧弁40および減圧弁50の各ソレノイド116にはそれぞれ、ソレノイド116をON/OFF駆動するためのON/OFF駆動信号が出力される。

以下、この圧力制御弁22を用いたECU522による効き特性制御を説明す

るが、まず、概略的に説明する。

バキュームブースタ517は、ブレーキ操作力Fがある値まで増加すると、変圧室528の圧力 $P_v$ が大気圧 $P_{atm}$ まで上昇し切ってしまう、助勢限界に達する。助勢限界後は、バキュームブースタ517はブレーキ操作力Fを倍力することができないから、何ら対策を講じないと、図52にグラフで表されているように、ブレーキの効き、すなわち、同じブレーキ操作力Fに対応するブレーキシリンダ液圧 $P_b$ の高さが助勢限界がないと仮定した場合におけるブレーキシリンダ液圧 $P_b$ の高さより低下する。かかる事実に着目して効き特性制御が行われるのであり、具体的には、図53にグラフで表されているように、バキュームブースタ517が助勢限界に達した後は、ポンプ16を作動させてマスタシリンダ液圧 $P_m$ より差圧 $\Delta P$ だけ高い液圧をブレーキシリンダ10に発生させ、それにより、バキュームブースタ517の助勢限界の前後を問わず、ブレーキの効きを安定させる。ここに、差圧 $\Delta P$ とマスタシリンダ液圧 $P_m$ との関係は例えば、図54にグラフで表されるものとされる。

したがって、効き特性制御を行うためには、バキュームブースタ517が助勢限界に達したか否かを判定することが必要になるが、バキュームブースタ517が助勢限界に達したときのブレーキ操作力Fおよびマスタシリンダ液圧 $P_m$ は常に一定であるとは限らず、車両の状態、例えば、運転者による加速操作の有無やその加速操作の強さやエンジンの負荷等によって負圧室527の圧力 $P_c$ の高さが変動すればそれに伴って変化する。具体的には、図55にグラフで表されているように、負圧室527の圧力 $P_c$ がノーマル値より負圧側にシフトすれば（負圧傾向が強まり、大気圧との差が大きくなれば）、バキュームブースタ517が助勢限界に達したときのブレーキ操作力Fおよびマスタシリンダ液圧 $P_m$ がノーマル値より大きくなり、逆に、負圧室527の圧力 $P_c$ がノーマル値より正圧側にシフトすれば（負圧傾向が弱まり、大気圧との差が小さくなれば）、バキュームブースタ517が助勢限界に達したときのブレーキ操作力Fおよびマスタシリンダ液圧 $P_m$ がノーマル値より小さくなる。そのため、負圧室527の圧力 $P_c$ の変動を考慮しないでブレーキ操作力Fまたはマスタシリンダ液圧 $P_m$ がある値



まで増加したときにバキュームブースタ 5 1 7 が助勢限界に達したと判定し、ポンプ 1 6 を作動させてブレーキシリンダ液圧  $P_B$  を差圧  $\Delta P$  だけ増圧したのでは、図 5 6 にグラフで表されているように、負圧室 5 2 7 の圧力  $P_C$  の変動に伴い、同じブレーキ操作力  $F$  に対応するブレーキシリンダ液圧  $P_B$  の高さが変動し、ブレーキの効きが安定しない。

ところで、ブレーキペダル 3 2、バキュームブースタ 5 1 7 およびマスタシリンダ 1 4 を主体とする力伝達系においては、バキュームブースタ 5 1 7 が助勢限界前であれば、ブレーキ操作力  $F$  と、マスタシリンダ液圧  $P_M$  と、負圧室 5 2 7 と変圧室 5 2 8 との差圧であるブースタ負圧  $P_{VB}$  との間に次式(1) で表される関係が成立する。

$$A_M \times P_M = A_{VB} \times P_{VB} + R_P \times F$$

ただし、

$A_M$  : マスタシリンダ 1 4 の加圧ピストン 1 4 a、1 4 b の有効受圧面積

$A_{VB}$  : バキュームブースタ 5 1 7 のパワーピストン 5 2 6 の有効受圧面積

$R_P$  : ブレーキ操作力  $F$  がバキュームブースタ 5 1 7 に入力される際に変換される比率 (ブレーキペダル 3 2 を含むブレーキ操作機構の倍力率 (レバー比) の影響を受ける)

この状態から、ブレーキ操作力  $F$  が一定時間当たりに  $\Delta F$  増加し、その結果、マスタシリンダ液圧  $P_M$  は  $\Delta P_M$ 、差圧  $P_{VB}$  は  $\Delta P_{VB}$  それぞれ増加したと仮定すれば、ブレーキ操作力  $F$  とマスタシリンダ液圧  $P_M$  とブースタ負圧  $P_{VB}$  との間に次式(2) で表される関係が成立する。

$$A_M \times (P_M + \Delta P_M) = A_{VB} \times (P_{VB} + \Delta P_{VB}) + R_P \times (F + \Delta F)$$

この式は、上記式(1) を用いることにより、次式(3) に変形できる。

$$A_M \times \Delta P_M = A_{VB} \times \Delta P_{VB} + R_P \times \Delta F$$

ところで、バキュームブースタ 5 1 7 の倍力率  $R_{VB}$  (サーボ比) は一般に、次式(4) で定義される。

$$R_{VB} = (A_{VB} \times \Delta P_{VB} + R_S \times \Delta F) / R_S \times \Delta F$$

この式(4) において分母はバキュームブースタ 5 1 7 の入力、分子は出力をそ

れぞれ表している。この式(4)を用いれば、増加量 $\Delta F$ は次式(5)で表される。

$$\Delta F = (A_{VB} / R_s / (R_{VB} - 1)) \times \Delta P_{VB}$$

この式(5)を用いれば、上記式(3)は次式(6)に変形できる。

$$A_M \times \Delta P_M = (A_{VB} \times R_{VB} / (R_{VB} - 1)) \times \Delta P_{VB}$$

したがって、増加量 $\Delta P_M$ と増加量 $\Delta P_{VB}$ との間に次式(7)で表される関係が成立する。

$$\Delta P_M = ((A_{VB} / A_M) \times R_{VB} / (R_{VB} - 1)) \times \Delta P_{VB}$$

ここに、ある期間中、負圧室527の圧力 $P_c$ が変動しないと仮定すれば、その間、ブースタ負圧 $P_{VB}$ の一定時間当たりの増加量 $\Delta P_{VB}$ と変圧室528の圧力 $P_v$ の一定時間当たりの増加量 $\Delta P_v$ との間に次式(8)で表される関係が成立する。

$$\Delta P_{VB} = \Delta P_v$$

したがって、増加量 $\Delta P_M$ と増加量 $\Delta P_v$ との間に次式(9)で表される関係が成立する。

$$\Delta P_M = ((A_{VB} / A_M) \times R_{VB} / (R_{VB} - 1)) \times \Delta P_v$$

この式(9)において「 $((A_{VB} / A_M) \times R_{VB} / (R_{VB} - 1))$ 」は、横軸に変圧室528の圧力 $P_v$ 、縦軸にマスタシリンダ液圧 $P_M$ を取ったグラフの、バキュームブースタ517が助勢限界に達する前における傾き $S$ を表している。

ここで、「増加量 $\Delta P_v$ 」を、変圧室528の圧力 $P_v$ の、それが前記基準値 $P_{v0}$ に達したときから大気圧 $P_{ATM}$ まで増加するときまでの増加量と定義すれば、「増加量 $\Delta P_M$ 」は、マスタシリンダ液圧 $P_M$ の、変圧室528の圧力 $P_v$ が基準値 $P_{v0}$ から大気圧 $P_{ATM}$ まで増加するときの増加量、すなわち、バキュームブースタ517が実際に助勢限界に達するときまでの増加量を意味することとなる。よって、変圧室528の圧力 $P_v$ が基準値 $P_{v0}$ に達したときにマスタシリンダ液圧 $P_M$ の実際値を検出し、それを基準値 $P_{M0}$ とすれば、バキュームブースタ517が実際に助勢限界に達するときのマスタシリンダ液圧 $P_M$ である助勢限界値 $P_{M0}$ が、

$$P_{M0} = P_{M1} + \Delta P_M$$

なる式で求められることになる。それら基準値  $P_{M1}$  と助勢限界値  $P_{M0}$  と増加量  $\Delta P_M$  との関係はグラフで表せば図 5 7 に示すものとなる。

そこで、本実施形態においては、効き特性制御が、実際のマスタシリンダ液圧  $P_M$  が助勢限界値  $P_{M0}$  に達したときにポンプ 1 6 を作動させるものとされている。そして、効き特性制御においては、マスタシリンダ 1 4 とブレーキシリンダ 1 0 との差圧  $\Delta P$  とマスタシリンダ液圧  $P_M$  との関係が図 5 8 にグラフで表されるようになるように圧力制御弁 2 2 のソレノイド 7 4 の励磁電流  $I$  が制御される。

例えば、図 5 9 にグラフで表されているように、変圧室 5 2 8 の圧力  $P_v$  が負圧室 5 2 7 の圧力  $P_c$  に等しい状態で、時期  $t_1$  にブレーキ操作が開始され、ブレーキ操作力  $F$  が 0 から増加すれば、それに伴って変圧室 5 2 8 の圧力  $P_v$  が大気圧  $P_{ATM}$  に向かって上昇を始める。時期  $t_2$  に変圧室 5 2 8 の圧力  $P_v$  が基準値  $P_{v0}$  まで上昇すれば、そのときの実際のマスタシリンダ液圧  $P_M$  が基準値  $P_{M1}$  とされるとともに、基準値  $P_{M1}$  と、増加量  $\Delta P_v$  に対応する増加量  $\Delta P_M$  との和として、助勢限界値  $P_{M0}$  が求められる。その後、時期  $t_3$  に実際のマスタシリンダ液圧  $P_M$  が助勢限界値  $P_{M0}$  まで上昇すれば、その後、ブレーキ操作力  $F$  が増加するにもかかわらず変圧室 5 2 8 の圧力  $P_v$  が大気圧  $P_{ATM}$  で一定に保たれるにもかかわらず、ポンプ 1 6 が作動させられることによってブレーキシリンダ液圧  $P_b$  が増加させられる。

その後、ブレーキ操作力  $F$  が減少し、やがて、時期  $t_4$  に実際のマスタシリンダ液圧  $P_M$  が助勢限界値  $P_{M0}$  より低くなれば、ポンプ 1 6 が停止させられ、その後、変圧室 5 2 8 の圧力  $P_v$  が低下し、時期  $t_5$  にブレーキ操作力  $F$  が 0 に、変圧室 5 2 8 の圧力  $P_v$  が負圧室 5 2 7 の圧力  $P_c$  と等しい高さに復帰する。

この一連のブレーキ操作の間、負圧室 5 2 7 の圧力  $P_c$  はほぼ一定に保たれるがある回の一連のブレーキ操作と別の回の一連のブレーキ操作との間で負圧室 5 2 7 の圧力  $P_c$  が異なる場合がある。一方、負圧室 5 2 7 の圧力  $P_c$  の高さは、変圧室 5 2 8 の圧力  $P_v$  が基準値  $P_{v0}$  に達したときの実際のマスタシリンダ液圧

$P_M$  すなわち基準値  $P_{M0}$  に反映される。したがって、本実施形態によれば、ある回の一連のブレーキ操作と別の回の一連のブレーキ操作との間で負圧室 28 の圧力  $P_c$  の高さが異なっても、ブレーキの効きが異なることが防止され、常に安定したブレーキ性能が発揮されるのである。

ところで、バキュームブースタ 517 は常に正常に作動するとは限らず、何らかの事情で負圧室 527 の圧力  $P_c$  が十分に強い負圧にならず、失陥する場合がある。図 60 にグラフで表されているように、バキュームブースタ 517 が正常であるか失陥したかによって効き特性が変化する。そのため、バキュームブースタ 517 が常に正常であると仮定して効き特性制御を行ったのでは、バキュームブースタ 517 の失陥時に運転者は大きな力でブレーキペダル 32 を操作することが必要となる。

そこで、本実施形態においては、効き特性制御が、バキュームブースタ 517 が失陥したか否かを判定し、図 61 にグラフで表されているように、失陥した場合には助勢限界値  $P_{M0}$  を 0 とすることにより、実際のマスタシリンダ液圧  $P_M$  が 0 より僅かでも高くなればポンプ 16 を作動させるものとされている。

効き特性制御は、負圧室 527 の圧力  $P_c$  を圧力センサ、圧力スイッチ等の圧力検出手段により検出して、エンジン作動中にもかかわらず負圧室 527 の圧力  $P_c$  が大気圧  $P_{ATM}$  より低い基準値  $P_{c0}$  より高いときに、バキュームブースタ 517 が失陥していると判定するものとすることができる。しかし、このようにした場合には、負圧室 527 と変圧室 528 とにそれぞれ圧力検出手段を設けなければならない。

そこで、本実施形態においては、ブレーキ操作が行われていない状態では、負圧室 527 と変圧室 528 とが等圧であり、変圧室 528 の圧力  $P_v$  を検出することによって負圧室 527 の圧力  $P_c$  を知ることができることに着目し、圧力検出手段としての前記ブースタ負圧スイッチ 534 を利用してバキュームブースタ 517 の失陥判定が行われる。すなわち、本実施形態においては、変圧室 528 の圧力  $P_v$  を検出する圧力検出手段が、バキュームブースタ 517 の助勢限界への到達判定とバキュームブースタ 517 の失陥判定とに共用されているのである。

。

図 6 2 には、効き特性制御ルーチンがフローチャートで表されている。

本ルーチンは、運転者により車両のイグニションスイッチが ON 状態に操作された後、繰り返し実行される。各回の実行時にはまず、S 8 1 1 において、マスタシリンダ液圧センサ 8 0 からマスタシリンダ液圧信号が取り込まれ、次に、S 8 1 2 において、ブースタ負圧スイッチ 5 3 4 からブースタ負圧信号が取り込まれる。その後、S 8 1 3 において、バキュームブースタ 5 1 7 が失陥しているか否かの判定が行われる。

この S 8 1 3 の詳細が図 6 3 にブースタ失陥判定ルーチンとして示されている。本ルーチンにおいてはまず、S 8 4 1 において、ブレーキスイッチ 3 5 0 からブレーキ操作信号が取り込まれるとともに、そのブレーキ操作信号に基づき、現在ブレーキ操作中であるか否かが判定される。今回はブレーキ操作中であると仮定すれば判定が YES となり、直ちに本ルーチンの実行が終了し、図 6 2 の S 8 1 4 に移行するが、今回はブレーキ操作中ではないと仮定すれば、判定が NO となり、S 8 4 2 において、ブースタ負圧スイッチ 5 3 4 が OFF 状態であるか否か、すなわち、現在負圧室 5 2 7 に連通している変圧室 5 2 8 に強い負圧が発生しているか否かが判定される。今回はブースタ負圧スイッチ 5 3 4 が OFF 状態であると仮定すれば、判定が YES となり、S 8 4 3 において、バキュームブースタ 5 1 7 が正常であると判定される。これに対して、今回はブースタ負圧スイッチ 5 3 4 が ON 状態であると仮定すれば、S 8 4 2 の判定が NO となり、S 8 4 4 において、バキュームブースタ 5 1 7 が失陥していると判定される。いずれの場合も、以上で本ルーチンの一回の実行が終了し、図 6 2 の S 8 1 4 に移行する。

この S 8 1 4 においては、RAM に設けられた制御フラグが 0 であるか否かが判定される。この制御フラグは、ブースタ負圧スイッチ 5 3 4 が OFF 状態から ON 状態に切り換わったことに応じて助勢限界値  $P_{M0}$  が演算された後、ブースタ負圧スイッチ 5 3 4 が OFF 状態に復帰するまでの間、助勢限界値  $P_{M0}$  が更新されることを防止するために設けられており、ECU 5 2 2 のコンピュータの電源

投入に伴って0に初期化される。今回は制御フラグが0であると仮定すれば、判定がYESとなり、S 8 1 5に移行する。

このS 8 1 5においては、ブースタ負圧スイッチ5 3 4がON状態であるか否かが判定される。今回はバキュームブースタ5 1 7が失陥しておらず、しかも、ブレーキ操作力Fが小さいため、ブースタ負圧スイッチ5 3 4がON状態ではないと仮定すれば、判定がNOとなり、S 8 1 6において、バキュームブースタ5 1 7が助勢限界前であると判定される。その後、S 8 1 7において、圧力制御弁2 2のソレノイド7 4にそれをOFFする信号が出力され、それにより、圧力制御弁2 2が開状態とされる。続いて、S 8 1 8において、流入制御弁1 3 8のソレノイド1 1 6にそれをOFFする信号が出力され、それにより、流入制御弁1 3 8が閉状態とされる。その後、S 8 1 9において、ポンプモータ1 1 4にそれをOFFする信号が出力される。

続いて、S 8 2 0において、ブースタ負圧スイッチ5 3 4がOFF状態にあるか否かが判定される。OFF状態にあると仮定すれば判定がYESとなり、S 8 2 1において、制御フラグを0に初期化する信号が出力され、ON状態にあると仮定すればS 8 2 0の判定がNOとなり、S 8 2 1がスキップされる。以上で本ルーチンの一回の実行が終了する。

これに対して、今回はバキュームブースタ5 1 7が失陥しているか、または、失陥してはいないがブレーキ操作力Fが大きいため、ブースタ負圧スイッチ5 3 4がON状態であると仮定すれば、S 8 1 5の判定がYESとなり、S 8 2 2以下のステップが実行される。

まず、S 8 2 2において、前記S 8 1 3においてバキュームブースタ5 1 7が失陥していると判定されたか否かが判定される。今回は失陥してはいないと判定されたと仮定すれば、判定がNOとなり、S 8 2 3において、前記S 8 1 1において取り込まれたマスタシリンダ液圧信号に基づいて前記基準値 $P_{M1}$ が決定されるとともに、助勢限界値 $P_{M0}$ が、前述の、

$$P_{M0} = P_{M1} + S \times \Delta P_v$$

なる式によって演算される。この式において「S」は、既知の定数であり、RO

Mに記憶されている。これに対して、今回はバキュームブースタ517が失陥していると仮定すれば、S822の判定がYESとなり、S824において、助勢限界値 $P_{M0}$ が0とされる。

いずれの場合にも、その後、S825において、前記制御フラグが1とされ、続いて、S826において、前記マスタシリンダ液圧信号に基づき、現在のマスタシリンダ液圧 $P_M$ が助勢限界値 $P_{M0}$ 以上であるか否かが判定される。今回は助勢限界値 $P_{M0}$ より低いと仮定すれば、判定がNOとなり、S816以下のステップに移行し、これに対して、今回は助勢限界値 $P_{M0}$ 以上であると仮定すれば、S826の判定がYESとなり、S827以下のステップに移行する。

まず、S827において、現在、バキュームブースタ517が助勢限界に達した後であると判定され、次に、S828において、現在のマスタシリンダ液圧 $P_M$ に基づき、マスタシリンダ液圧 $P_M$ とブレーキシリンダ液圧 $P_B$ との差圧 $\Delta P$ の目標値が演算される。マスタシリンダ液圧 $P_M$ の実際値の、助勢限界値 $P_{M0}$ からの増分 $I P_M$ と、目標差圧 $\Delta P$ との関係がROMに記憶されており、その関係に従って現在のマスタシリンダ液圧 $P_M$ に対応する目標差圧 $\Delta P$ が決定されるのである。その関係は例えば、図64にグラフで表されているように、増分 $I P_M$ が増加するにつれて目標差圧 $\Delta P$ が0からリニアに増加する関係とされる。

その後、S829において、圧力制御弁22のソレノイド74の、その目標差圧 $\Delta P$ に応じた電流値 $I$ が演算される。目標差圧 $\Delta P$ とソレノイド電流値 $I$ との関係もROMに記憶されており、その関係に従って目標差圧 $\Delta P$ に対応するソレノイド電流値 $I$ が演算されるのである。続いて、S830において、その電流値 $I$ で励磁電流がソレノイド74に供給されることにより、圧力制御弁22が制御される。その後、S831において、流入制御弁138が制御される。

このS831の詳細が図65に流入制御弁制御ルーチンとしてフローチャートで表されている。

まず、S871において、現在アンチロック制御の実行中であるか否かが判定される。実行中ではないと仮定すれば判定がNOとなり、S872において、流入制御弁138のソレノイド116にそれをONする信号、すなわち、流入制御

弁138を開かせるための信号が出力される。これにより、マスタシリンダ14から作動液が補給通路130を経てポンプ16に導入可能となる。以上で本ルーチンの一回の実行が終了する。

これに対し、現在アンチロック制御の実行中であると仮定すればS871の判定がYESとなり、S873において、リザーバ132においてポンプ16により汲み上げるべき作動液として存在する作動液の量の推定演算、すなわち、リザーバ残量の推定演算が行われる。続いて、S874において、推定されたリザーバ残量が0であるか否か、すなわち、リザーバ132においてポンプ16により汲み上げるべき作動液が存在しないか否かが判定される。今回はリザーバ残量が0ではないと仮定すれば、判定がNOとなり、S875において、流入制御弁138のソレノイド116にそれをOFFする信号、すなわち、流入制御弁138を閉じさせるための信号が出力される。一方、今回はリザーバ残量が0であると仮定すれば、S874の判定がYESとなり、S872において、流入制御弁138にそれを開かせるための信号が出力される。いずれの場合も、以上で本ルーチンの一回の実行が終了し、図62のS832に移行する。このS832においては、ポンプモータ114にそれをONする信号が出力され、これにより、ポンプ16によりリザーバ132から作動液が汲み上げられ、作動液が各ブレーキシリンダ10に吐出され、これにより、各ブレーキシリンダ10がマスタシリンダ液圧 $P_M$ よりそのマスタシリンダ液圧 $P_M$ に応じた目標差圧 $\Delta P$ だけ高い液圧が発生させられる。その後、S820に移行し、今回はブースタ負圧スイッチ534がOFF状態にはないから、判定がNOとなり、S821がスキップされ、以上で本ルーチンの一回の実行が終了する。

その後、今回の一連のブレーキ操作が終了し、ブレーキ操作力Fが低下すれば、それに伴って変圧室528の圧力 $P_v$ も低下し、やがてブースタ負圧スイッチ534がOFF状態となる。その結果、S820の判定がYESとなり、S821において、制御フラグが0に初期化される。

以上、ブレーキ効き特性制御ルーチンの内容を図面に基づいて詳細に説明したが、アンチロック制御ルーチンは、本発明と直接に関係しないため、簡単に説明



する。アンチロック制御ルーチンは、車輪速センサ 112 により各輪の車輪速および車体の走行速度を監視しつつ、増圧弁 40 は開状態、減圧弁 50 は閉状態とする増圧状態、増圧弁 40 も減圧弁 50 も閉状態とする保持状態および増圧弁 40 は閉状態、減圧弁 50 は開状態とする減圧状態を選択的に実現することにより、車両制動時に各輪がロックすることを防止する。さらに、アンチロック制御ルーチンは、アンチロック制御中ポンプモータ 114 を作動させ、ポンプ 16 によりリザーバ 132 から作動液を汲み上げて主通路 18 に戻す。

以上の説明から明らかなように、本実施形態においては、ECU 522 のうち図 62 の S811～S816 および S822～S827 を実行する部分が「判定装置」の一例を構成し、その同じ部分が「第 1 判定手段」の一例を構成しているのである。また、本実施形態においては、ポンプ 16（液圧源の一例）と、ECU 522 のうち図 62 の S819, S826 および S832 を実行する部分（液圧源制御装置の一例）と、圧力制御弁 22（圧力制御装置の機械的構成部分の一例）と、ECU 522 のうち図 62 の S817 および S828～S830 を実行する部分（圧力制御装置の電氣的構成部分の一例）とが「第 2 の助勢装置」の一例を構成しているのである。

なお付言すれば、本実施形態には種々の改良を加えることができる。

例えば、図 62 のルーチンにつき、ポンプ 16 の作動遅れを考慮し、実際のマスタシリンダ液圧  $P_M$  が助勢限界値  $P_{M0}$  より一定値低い値以上となったときにポンプ 16 を作動させ、それにより、バキュームブースタ 517 が実際に助勢限界に達するのに先行してポンプ 16 の作動を開始させる改良を加えることができる。

また、同図のルーチンにつき、ブースタ負圧スイッチ 534 の異常を検出するとともに、異常が検出されたときには、S823 において、助勢限界値  $P_{M0}$  を負圧室 527 の圧力がノーマル値であると仮定して決定する改良を加えることができる。なお、ブースタ負圧スイッチ 534 の異常検出は例えば、イグニションスイッチが ON 状態にあり、かつ、エンジンが始動していない場合に、ブースタ負圧スイッチ 534 が OFF 状態であれば、ブースタ負圧スイッチ 534 が異常で

あると検出する方式とすることができる。

さらに、図 65 のルーチンにつき、リザーバ 132 における作動液の残量を直接センサにより検出する改良を加えることができる。残量は例えば、リザーバ 132 におけるリザーバピストン 54 に永久磁石を一体的に移動可能に設け、それに近接してセンサとしてのリードスイッチを設けることにより検出することができる。

さらに、同図のルーチンにつき、アンチロック制御が実行中であるか否かを問わず、リザーバ 132 における作動液の残量を推定または検出し、推定または検出された残量が 0 でなければ流入制御弁 138 を閉状態とし、0 であれば開状態とする改良を加えることができる。

さらに、同図のルーチンにつき、その一連の複数回の実行の開始直前に（各回の効き特性制御の開始直前に）リザーバ 132 に作動液が存在する可能性がない場合（例えば、アンチロック制御の不実行状態で本ルーチンの一連の実行が開始される場合）には、作動液の存否判定なしで流入制御弁 138 を開かせるべく、直ちに S 872 を実行し、一方、可能性がある場合（例えば、アンチロック制御の実行状態で本ルーチンの一連の実行が開始される場合）には、作動液の存否判定を行って作動液が存在しない場合に限り流入制御弁 138 を開かせるべく、S 874 を経て S 872 と S 875 とを選択的に実行する改良を加えることができる。このようにすれば、効き特性制御の終了時に、後続する将来的なアンチロック制御に備えて、ポンプ 16 を駆動することによってリザーバ 132 を空にすることができないブレーキシステムでありながら、効き特性制御中、マスタシリンダ 14 からリザーバ 132 に作動液が無駄に流入することが防止され、結果的に、効き特性制御の終了時にリザーバ 132 ができる限り空になるようにされ、それにより、後続する将来的なアンチロック制御の開始時にリザーバ 132 が作動液で溢れてブレーキシリンダ 10 の減圧を正常に行い得ない事態の発生を回避し得る。なお、リザーバ 132 を専用の戻り通路によりマスタシリンダ 14 用のリザーバ 536 と接続するとともに、その戻り通路の途中に別のポンプと別の開閉弁とを互いに直列に設け、効き特性制御の終了時にその開閉弁を開かせてその

ポンプを駆動するようにすれば、効き特性制御の終了時にリザーバ132を確実に空にすることが可能となる。

次に、本発明の第16実施形態を説明する。ただし、本実施形態は先の第15実施形態と共通する部分が多いため、共通する部分は同一の符号を使用することによって説明を省略し、異なる部分のみを詳細に説明する。

本実施形態においては、第15実施形態と異なり、図66に示すように、ブースタ負圧スイッチ540が、変圧室528の圧力 $P_v$ が大気圧 $P_{ATM}$ より低い状態ではOFF状態のブースタ負圧信号を出力し、大気圧 $P_{ATM}$ 以上の状態ではON状態のブースタ負圧信号を出力するものとされている。また、本実施形態においては、ECU542は、ブースタ負圧スイッチ540とマスタシリンダ液圧センサ80との出力信号に基づいてポンプ16を制御することにより、効き特性制御を実行する。

図67には、本実施形態におけるブレーキ効き特性制御ルーチンがフローチャートで表されている。以下、このフローチャートに基づいて本実施形態における効き特性制御を説明するが、第15実施形態における図62のフローチャートと共通する部分については簡単に説明する。

本ルーチンも車両走行中繰り返し実行される。各回の実行時にはまず、S881において、マスタシリンダ液圧センサ80からマスタシリンダ液圧信号が取り込まれ、次に、S882において、ブースタ負圧スイッチ540からブースタ負圧信号が取り込まれる。続いて、S883において、前記制御フラグが0であるか否かが判定される。今回は0であると仮定すれば判定がYESとなり、S884において、ブースタ負圧スイッチ540がON状態にあるか否か、すなわち、変圧室528の圧力 $P_v$ が大気圧 $P_{ATM}$ 以上であるか否かが判定される。今回はON状態にはないと仮定すれば、判定がNOとなり、S885において、バキュームブースタ517が助勢限界前であると判定される。その後、S886において、圧力制御弁22のソレノイド74がOFFされ、S887において、流入制御弁138のソレノイド116がOFFされ、S888において、ポンプモータ114がOFFされる。続いて、S889において、ブースタ負圧スイッチ54

0がOFF状態にあるか否かが判定される。OFF状態にあれば判定がYESとなり、S890において制御フラグが0にリセットされ、ON状態にあれば判定がNOとなり、S890がスキップされるが、今回はブースタ負圧スイッチ540がOFF状態にあると仮定されているため、判定がYESとなり、S890において、制御フラグを0にリセットする信号が出力される。以上で本ルーチンの一回の実行が終了する。

これに対して、今回は変圧室528の圧力 $P_v$ が大気圧 $P_{ATM}$ 以上であるためにブースタ負圧スイッチ540がON状態であると仮定すれば、S884の判定がYESとなり、S891以下のステップが実行される。

まず、S891において、制御フラグが1にセットされ、次に、S892において、前記マスタシリンダ液圧信号に基づいてマスタシリンダ液圧 $P_M$ の現在値が演算され、その演算値が助勢限界値 $P_{M0}$ に決定される。続いて、S893において、現在、バキュームブースタ517が助勢限界に達した後であると判定される。

その後、S894において、マスタシリンダ液圧 $P_M$ の現在値の助勢限界値 $P_{M0}$ からの増分 $\Delta P_M$ に基づき、マスタシリンダ液圧 $P_M$ とブレーキシリンダ液圧 $P_B$ との差圧 $\Delta P$ の目標値が演算される。その後、S895において、圧力制御弁22のソレノイド74の、その目標差圧 $\Delta P$ に応じた電流値 $I$ が演算される。続いて、S896において、その電流値 $I$ で励磁電流がソレノイド74に供給されることにより、圧力制御弁22が制御される。その後、S897において、流入制御弁138が制御される。続いて、S898において、ポンプモータ114がONされる。その後、S889において、ブースタ負圧スイッチ540がOFF状態にあるか否かが判定されれば、現在ON状態にあるから、判定がNOとなり、S890がスキップされ、以上で本ルーチンの一回の実行が終了する。

以上の説明から明らかなように、本実施形態においては、ECU542のうち図67のS881、S882、S884、S885およびS893を実行する部分が「判定装置」の一例を構成し、また、その同じ部分が「第2判定手段」の一例を構成しているのである。

なお付言すれば、本実施形態においては、変圧室 528 の実際の圧力  $P_v$  が大気圧  $P_{ATM}$  以上となったときにポンプ 16 の作動が開始されるようになっているが、例えば、ポンプ 16 の作動遅れを考慮し、変圧室 528 の実際の圧力  $P_v$  が大気圧  $P_{ATM}$  より一定値低い値以上となったときにブースタ負圧スイッチの出力信号が変化し、その変化に応じてポンプ 16 を作動させることにより、バキュームブースタ 517 が実際に助勢限界に達するのに先行してポンプ 16 の作動が開始される形態で本発明を実施することができる。

次に、本発明の第 17 実施形態を説明する。ただし、本実施形態は先の第 16 実施形態と共通する部分が多いため、異なる部分のみを詳細に説明する。

本実施形態においては、図 68 に示すように、前記ブースタ負圧スイッチ 540 に代えてブースタ負圧センサ 550 が設けられている。このブースタ負圧センサ 550 は、負圧室 527 の圧力  $P_c$  を受けて作動し、その圧力  $P_c$  の高さが連続的に変化するのに応じて連続的に変化するブースタ負圧信号を出力する。そして、ECU 552 は、そのブースタ負圧センサ 550 と前記マスタシリンダ液圧センサ 80 との出力信号に基づいて効き特性制御を実行する。

図 69 には、本実施形態におけるブレーキ効き特性制御ルーチンがフローチャートで表されている。以下、このフローチャートに基づいて本実施形態における効き特性制御を説明するが、先の第 16 実施形態における図 67 のフローチャートと共通する部分については簡単に説明する。

本ルーチンも車両走行中繰り返し実行される。各回の実行時にはまず、S901において、マスタシリンダ液圧センサ 80 からマスタシリンダ液圧信号が取り込まれ、次に、S902において、ブースタ負圧センサ 550 からブースタ負圧信号が取り込まれる。その後、S903において、そのブースタ負圧信号に基づいて負圧室 527 の圧力  $P_c$  が検出されるとともに、その圧力  $P_c$  に基づき、かつ、負圧室 527 の圧力  $P_c$  と助勢限界値  $P_{M0}$  との予め定められた関係（ROM に記憶されている）に従って、負圧室 527 の圧力  $P_c$  の実際値に対応する助勢限界値  $P_{M0}$  が演算される。その予め定められた関係は、負圧室 527 の圧力  $P_c$  が低いほど（負圧傾向が強いほど）、助勢限界値  $P_{M0}$  が増加する関係であり、グ

ラフで表せば、例えば図 70 に示すものとなる。

その後、S 904 において、前記マスタシリンダ液圧信号に基づき、現在のマスタシリンダ液圧  $P_M$  がその助勢限界値  $P_{M0}$  以上であるか否かが判定され、助勢限界値  $P_{M0}$  以上でなければ判定が NO となって、S 905 以下のステップが図 67 の場合と同様に実行され、これに対して、助勢限界値  $P_{M0}$  以上であれば判定が S 904 の判定が YES となって、S 909 以下のステップが図 67 の場合と同様に実行される。

以上の説明から明らかなように、本実施形態においては、ブースタ負圧センサ 550 が「ブースタ圧力関連量検出手段」の一例を構成するとともに、「負圧室圧力関連量検出手段」の一例を構成し、また、ECU 552 のうち図 69 の S 901 ~ S 905 および S 904 を実行する部分が「判定装置」の一例を構成し、また、その同じ部分が「第 3 判定手段」の一例を構成しているのである。

なお付言すれば、本実施形態においては、前述のように、負圧室 527 の圧力  $P_c$  と助勢限界値  $P_{M0}$  との関係が ROM に記憶されており、その関係に従って助勢限界値  $P_{M0}$  が演算されるようになっている。

一方、負圧室 527 の圧力  $P_c$  がある値  $P_{c1}$  であるときの助勢限界値  $P_{M01}$  と、負圧室 527 の圧力  $P_c$  が別の値  $P_{c2}$  であるときの助勢限界値  $P_{M02}$  との差は、次式

$$P_{M01} - P_{M02} = S \times (P_{c2} - P_{c1})$$

で表される。ここで、「 $P_{c1}$ 」を基準値とすれば、「 $P_{M01}$ 」は負圧室 527 の圧力  $P_c$  が基準値  $P_{c1}$  である場合の助勢限界値  $P_{M01}$  を意味することとなり、さらに、「 $P_{c2}$ 」を現在値とすれば、「 $P_{M02}$ 」は負圧室 527 の圧力  $P_c$  が現在値である場合の助勢限界値  $P_{M0}$  を意味することとなる。すなわち、助勢限界値  $P_{M0}$  は、

$$P_{M0} = P_{M01} - S \times (P_c - P_{c1})$$

なる式で求めることができるのである。

したがって、本発明は、かかる知見に基づき、負圧室 527 の圧力  $P_c$  が基準値  $P_{c1}$  である場合の助勢限界値  $P_{M01}$  が ROM に記憶され、負圧室圧力関連量検

出手段により負圧室 5 2 7 の現在圧力  $P_c$  が検出され、その現在圧力  $P_c$  と、ROM に記憶されている助勢限界値  $P_{M01}$  と、上記式とに基づき、負圧室 5 2 7 の現在圧力  $P_c$  に対応する助勢限界値  $P_{M0}$  が演算される形態で実施することも可能である。

次に、本発明の第 1 8 実施形態を説明する。なお、本実施形態は先の第 1 7 実施形態と共通する部分が多いため、異なる部分のみを詳細に説明する。

本実施形態においては、図 7 1 に示すように、前記ブースタ負圧センサ 5 5 0 が省略され、その代わりに、電子エンジン制御装置 5 6 0 のコンピュータが ECU 5 6 2 に接続されている。電子エンジン制御装置 5 6 0 は、図 7 2 に示すように、コンピュータを主体とする燃料噴射制御装置 5 6 4 を備えており、その入力側には吸気管負圧センサ 5 6 6 とエンジン回転数センサ 5 6 8 とが接続され、その出力側には図示しないエンジンに燃料を電磁的に噴射するインジェクタ 5 6 9 が接続されている。吸気管負圧センサ 5 6 6 は、エンジンの吸気管に設けられ、その吸気管の圧力  $P_i$  を受けて作動するとともに、その圧力  $P_i$  が連続的に変化するのに応じて連続的に変化する信号を出力する。エンジン回転数センサ 5 6 8 は、エンジン回転数  $N_E$  が連続的に変化するのに応じて連続的に変化するエンジン回転数信号を出力する。燃料噴射制御装置 5 6 4 は、吸気管負圧センサ 5 6 6 とエンジン回転数センサ 5 6 8 との出力信号に基づいてインジェクタ 5 6 9 による燃料噴射を制御する。

燃料噴射制御装置 5 6 0 に本実施形態における ECU 5 6 2 が接続されている。ECU 5 6 2 は、燃料噴射制御装置 5 6 0 から、吸気管の圧力  $P_i$  を入力し、それを負圧室 5 2 7 の圧力  $P_c$  として使用する。

図 7 3 には、本実施形態におけるブレーキ効き特性制御ルーチンがフローチャートで表されている。以下、このフローチャートに基づいて本実施形態における効き特性制御を説明するが、第 1 7 実施形態における図 6 9 のフローチャートと共通する部分については簡単に説明する。

本ルーチンも車両走行中繰り返し実行される。各回の実行時にはまず、S 9 2 1 において、マスタシリンダ液圧センサ 8 0 からマスタシリンダ液圧信号が取り

込まれ、次に、S 9 2 2において、吸気管負圧センサ 5 6 8が出力した吸気管負圧信号が燃料噴射制御装置 5 6 4を介して取り込まれる。その後、S 9 2 3において、その吸気管負圧信号に基づいて負圧室 5 2 7の圧力 $P_c$ が検出されるとともに、その圧力 $P_c$ に基づき、かつ、負圧室 5 2 7の圧力 $P_c$ と助勢限界値 $P_{M0}$ との予め定められた関係（ROMに記憶されている）に従って、負圧室 5 2 7の圧力 $P_c$ の実際値に対応する助勢限界値 $P_{M0}$ が演算される。

その後、S 9 2 4において、前記マスタシリンダ液圧信号に基づき、現在のマスタシリンダ液圧 $P_M$ がその助勢限界値 $P_{M0}$ 以上であるか否かが判定され、助勢限界値 $P_{M0}$ 以上でなければ判定がNOとなって、S 9 2 5以下のステップが図 6 9の場合と同様に実行され、これに対して、助勢限界値 $P_{M0}$ 以上であればS 9 2 4の判定がYESとなって、S 9 2 9以下のステップが図 6 9の場合と同様に実行される。

以上の説明から明らかなように、本実施形態においては、吸気管負圧センサ 5 6 8が「ブースタ圧力関連量検出手段」の一例を構成するとともに、「負圧室圧力関連量検出手段」の一例を構成し、また、ECU 5 6 2のうち図 7 3のS 9 2 1～S 9 2 5およびS 9 2 9を実行する部分が「判定装置」の一例を構成し、また、同じ部分が「第 3 判定手段」の一例を構成しているのである。

次に、本発明の第 1 9 実施形態を説明する。ただし、本実施形態は先の第 1 8 実施形態と共通する部分が多いため、異なる部分のみを詳細に説明する。

本実施形態においては、図 7 4に示すように、第 1 8 実施形態と同様に、電子エンジン制御装置 5 7 0がECU 5 7 2に接続されている。その電子エンジン制御装置 5 7 0は、図 7 5に示すように、コンピュータを主体とする燃料噴射制御装置 5 7 4を備えており、その入力側にはスロットル開度センサ 5 7 6と前記エンジン回転数センサ 5 6 8とが接続され、その出力側には前記インジェクタ 5 6 9が接続されている。スロットル開度センサ 5 7 6は、エンジンの吸気管内に設けられたスロットルバルブの開度が連続的に変化するのに応じて連続的に変化するスロットル開度信号を出力する。エンジン回転数センサ 5 6 8とインジェクタ 5 6 9は第 1 8 実施形態におけると同じものである。燃料噴射制御装置 5 7



4は、スロットル開度センサ576とエンジン回転数センサ568との出力信号に基づいてインジェクタ569による燃料噴射を制御する。

燃料噴射制御装置574に本実施形態におけるECU572が接続されている。ECU572は、燃料噴射制御装置574から、スロットル開度信号とエンジン回転数信号とを入力し、それらに基づいて負圧室527の圧力 $P_c$ を検出する。

図76には、本実施形態におけるブレーキ効き特性制御ルーチンがフローチャートで表されている。以下、このフローチャートに基づいて本実施形態における効き特性制御を説明するが、第18実施形態における図73のフローチャートと共通する部分については簡単に説明する。

本ルーチンも車両走行中繰り返し実行される。各回の実行時にはまず、S941において、マスタシリンダ液圧センサ80からマスタシリンダ液圧信号が取り込まれ、次に、S942において、スロットル開度センサ576からスロットル開度信号が取り込まれ、S943において、エンジン回転数センサ568からエンジン回転数信号が取り込まれる。その後、S944において、それらスロットル開度信号とエンジン回転数信号とに基づくとともに、スロットル開度TAとエンジン回転数NEと吸気管負圧 $P_i$ との予め定められた関係（ROMに記憶されている）に従って、現在の吸気管負圧 $P_i$ が決定され、その吸気管負圧 $P_i$ が負圧室527の圧力 $P_c$ とされる。スロットル開度TAとエンジン回転数NEと吸気管負圧 $P_i$ との間に一定の関係が成立し、また、吸気管負圧 $P_i$ は負圧室527の圧力 $P_c$ の近似値として使用可能であるからである。続いて、S945において、検出された負圧室527の圧力 $P_c$ に基づくとともに、負圧室527の圧力 $P_c$ と助勢限界値 $P_{M0}$ との予め定められた関係（ROMに記憶されている）に従って、負圧室527の圧力 $P_c$ の実際値に対応する助勢限界値 $P_{M0}$ が演算される。

その後、S946において、前記マスタシリンダ液圧信号に基づき、現在のマスタシリンダ液圧 $P_M$ がその助勢限界値 $P_{M0}$ 以上であるか否かが判定され、助勢限界値 $P_{M0}$ 以上でなければ判定がNOとなって、S947以下のステップが図7

3の場合と同様に実行され、これに対して、助勢限界値 $P_{M0}$ 以上であれば判定がYESとなって、S951以下のステップが図73の場合と同様に実行される。

以上の説明から明らかなように、本実施形態においては、スロットル開度センサ576とエンジン回転数センサ568とが「ブースタ圧力関連量検出手段」の一例を構成するとともに、「負圧室圧力関連量検出手段」の一例を構成し、また、ECU572のうち図76のS941～S947およびS951を実行する部分が「判定装置」の一例を構成し、また、同じ部分が「第3判定手段」の一例を構成しているのである。

なお付言すれば、先の第18実施形態においては、吸気管負圧センサ566により検出された吸気管負圧 $P_i$ がそのまま負圧室527の圧力 $P_c$ とされ、また、本実施形態においては、スロットル開度センサ576とエンジン回転数センサ568とにより検出された吸気管負圧 $P_i$ がそのまま負圧室527の圧力 $P_c$ とされ、結局、いずれの実施形態においても、吸気管負圧 $P_i$ がそのまま負圧室527の圧力 $P_c$ とされ、さらに、その負圧室527の圧力 $P_c$ に基づいて助勢限界値 $P_{M0}$ が決定されるようになっているが、吸気管負圧 $P_i$ に基づくとともに、吸気管負圧 $P_i$ の変化に対する負圧室527の圧力 $P_c$ の応答遅れを考慮して、助勢限界値 $P_{M0}$ を決定する形態で本発明を実施することも可能である。

例えば、直接にまたは間接に取得した吸気管負圧 $P_i$ に基づくとともに、負圧室527の圧力 $P_c$ の応答遅れを考慮して負圧室527の圧力 $P_c$ を演算し、その演算値に基づいて助勢限界値 $P_{M0}$ を決定する形態とすることができる。この形態においては、吸気管負圧 $P_i$ から負圧室527の圧力 $P_c$ を演算する式として例えば、

$$P_{c(n)} = k \times P_{i(n)} + (1 - k) \times P_{i(n-1)}$$

を採用することができる。ただし、この式において、「 $P_{c(n)}$ 」は、負圧室527の圧力 $P_c$ の今回値、「 $P_{i(n)}$ 」は、吸気管負圧 $P_i$ の今回値、「 $P_{i(n-1)}$ 」は、吸気管負圧 $P_i$ の前回値を意味する。また、「 $k$ 」は、0より大きくかつ1未満に設定されるとともに、吸気管負圧 $P_i$ に対する負圧室527の圧力

$P_c$  の応答遅れを表す時定数に合わせて設定される。

また、直接にまたは間接に取得した吸気管負圧  $P_1$  に基づくとともに、負圧室 527 の圧力  $P_c$  の応答遅れを考慮しないで負圧室 527 の圧力  $P_c$  を演算し、その演算値に基づくとともに、負圧室 527 の圧力  $P_c$  の応答遅れを考慮しないで助勢限界値  $P_{M0}$  を暫定的に決定し、助勢限界値  $P_{M0}$  の複数の暫定値  $P_{M0}'$  に基づくとともに、負圧室 527 の圧力  $P_c$  の応答遅れを考慮して助勢限界値  $P_{M0}$  を最終的に決定する形態とすることもできる。この形態においては、助勢限界値  $P_{M0}$  の複数の暫定値  $P_{M0}'$  から助勢限界値  $P_{M0}$  の最終値  $P_{M0}$  を演算する式として例えば、

$$P_{M0(n)} = k \times P_{M0'(n)} + (1 - k) \times P_{M0'(n-1)}$$

を採用することができる。この式においても、「 $(n)$ 」および「 $(n-1)$ 」の意味は上記の場合と同様であり、また、「 $k$ 」も上記の場合と同様に設定される。

次に、本発明の第 20 実施形態を説明する。ただし、本実施形態は、先の第 15 実施形態と機械的構成（図 48）が共通であり、異なるのは電氣的構成のみであり、しかも、その電氣的構成のうちブレーキ効き特性制御ルーチンに関連する部分のみが異なるため、異なる部分のみについて詳細に説明し、共通する部分については同一の符号を使用することによって詳細な説明を省略する。

図 77 には、本実施形態の電氣的構成が示されている。本実施形態においては、第 15 実施形態とは異なり、ブレーキスイッチ 350 が設けられていないとともに、ECU 522 に代えて ECU 580 が設けられている。

図 78 には、ブレーキ操作力  $F$  とマスタシリンダ液圧  $P_M$  とブレーキシリンダ液圧  $P_B$  と車体減速度  $G$  との関係がグラフで表されている。本実施形態においても、バキュームブースタ 517 が助勢限界に到達した後に、ポンプ 16 が作動させられ、マスタシリンダ 14 とブレーキシリンダ 10 との間に差圧  $\Delta P$  が発生させられ、それにより、結果的に、バキュームブースタ 517 の助勢限界の前後を問わず、ブレーキシリンダ液圧  $P_B$  がブレーキ操作力  $F$  に応じてリニアに増加させられる。一方、この図から明らかなように、マスタシリンダ液圧  $P_M$  と車体減速度  $G$  との間には、マスタシリンダ液圧  $P_M$  が増加すれば車体減速度  $G$  も増加す

るという関係があり、よって、実際のマスタシリンダ液圧  $P_M$  が標準的な助勢限界値  $P_{M0}$  に到達するときの車体減速度  $G$  の値を一義的に決定することができる。したがって、その値を基準値  $G_0$  とすれば、実際の車体減速度  $G$  がその基準値  $G_0$  に到達したときに、バキュームブースタ 517 が助勢限界に到達したと判定することができる。

そこで、本実施形態においては、ブースタ負圧スイッチ 534 が正常である場合には、そのブースタ負圧スイッチ 534 とマスタシリンダ液圧センサ 80 との共同によってバキュームブースタ 517 が助勢限界に到達したか否かが判定される一方、ブースタ負圧スイッチ 534 が失陥した場合には、実際の車体減速度  $G$  の高さを監視し、それが基準値  $G_0$  に到達したときに、バキュームブースタ 517 が助勢限界に到達したと判定される。なお、ブースタ負圧スイッチ 534 が失陥した場合に、マスタシリンダ液圧センサ 80 によって実際のマスタシリンダ液圧  $P_M$  の高さを監視し、それが標準的な助勢限界値  $P_{M0}$  に増加したときに、バキュームブースタ 517 が助勢限界に到達したと判定するように変更することも可能である。

また、本実施形態においては、ブースタ負圧スイッチ 534 が失陥した場合において、実際の車体減速度  $G$  と基準値  $G_0$  との関係からバキュームブースタ 517 が助勢限界に到達したと判定された後には、目標差圧  $\Delta P$  が、図 79 にグラフで表すように、車体減速度  $G$  の実際値の基準値  $G_0$  からの増分  $1G$  に応じて増加するように決定される。

図 80 には、本実施形態におけるブレーキ効き特性制御ルーチンがフローチャートで表されている。

まず、S961において、ブースタ負圧スイッチ 534 が失陥しているか否かが判定される。例えば、ブースタ負圧スイッチ 534 に断線、短絡等が発生しているか否かが判定され、それら断線、短絡等が発生している場合には、ブースタ負圧スイッチ 534 が失陥していると判定される。次に、S962において、先の S961においてブースタ負圧スイッチ 534 が失陥していると判定されたか否かが判定される。今回は、S961において失陥していると判定されなかった

と仮定すれば、判定がNOとなり、S 9 6 3において、第 1 5 実施形態におけると同様にして、ブースタ負圧スイッチ 5 3 4 とマスタシリンダ液圧センサ 8 0 との共同によってバキュームブースタ 5 1 7 が助勢限界に到達したか否かが判定される。今回は助勢限界に到達してはいないと仮定すれば、判定がNOとなり、S 9 6 4 において、増圧制御の終了処理が行われる。具体的には、図 6 2 に示す S 8 1 6 ~ S 8 1 9 におけると同様に、助勢限界到達前であると判定され、圧力制御弁 2 2 のソレノイド 7 4 にそれをOFFにするための信号が出力され、流入制御弁 1 3 8 のソレノイド 1 1 6 にそれをOFFするための信号が出力され、そして、ポンプモータ 1 1 4 にそれをOFFするための信号が出力される。これに対して、今回は助勢限界に到達したと仮定すれば、S 9 6 3 の判定がYESとなり、S 9 6 5 において、増圧制御が行われる。具体的には、図 6 2 に示す S 8 2 7 ~ S 8 3 2 におけると同様に、助勢限界到達後であると判定され、マスタシリンダ液圧  $P_M$  の実際値の助勢限界値  $P_{M0}$  (固定値としての標準値ではなく可変値としての実際値) からの増分  $I P_M$  に応じて目標差圧  $\Delta P$  が演算され、圧力制御弁 2 2 のソレノイド 7 4 に供給すべき電流値  $I$  がその目標差圧  $\Delta P$  に応じて演算され、その電流値  $I$  の下で圧力制御弁 2 2 が制御され、図 6 5 に示す流入制御弁制御ルーチンの実行によって流入制御弁 1 3 8 が制御され、そして、ポンプモータ 1 1 4 がONされる。いずれの場合にも、以上で本ルーチンの一回の実行が終了する。

以上、ブースタ負圧スイッチ 5 3 4 が失陥していない場合について説明したが、失陥している場合には、S 9 6 2 の判定がYESとなり、S 9 6 6 において、車体減速度  $G$  が演算される。本実施形態においては、ECU 5 8 0 のROMに記憶されている前記アンチロック制御ルーチンの実行により、車輪速センサ 1 1 2 により検出された各輪の車輪速に基づいて推定車速が演算されるようになっており、このS 9 6 6 においては、その推定車速の時間微分値として車体減速度  $G$  が演算される。図 8 1 には、車輪速の検出から車体減速度  $G$  の演算までの過程が機能ブロック図で示されている。各輪の車輪速センサ 1 1 2 の出力側が推定車速演算手段 5 8 2 の入力側に接続され、その推定車速演算手段 5 8 2 の出力側が車体

減速度演算手段 584 の入力側に接続されている。そして、ECU 580 のうちこの S966 を実行する部分が車体減速度演算手段 584 に対応している。

次に、S967 において、演算された車体減速度  $G$  に基づき、バキュームブースタ 517 が助勢限界に到達したか否かが判定される。具体的には、車体減速度  $G$  が、バキュームブースタ 517 が助勢限界に到達したときに取ることが予想される基準値  $G_0$  以上であるか否かが判定される。今回は基準値  $G_0$  以上ではないと仮定すれば、判定が NO となり、S968 以下において、S964 におけると同様に、増圧制御の終了処理が行われる。具体的には、S968 において、助勢限界到達前であると判定され、S969 において、圧力制御弁 22 のソレノイド 74 にそれを OFF にするための信号が出力され、S970 において、流入制御弁 138 のソレノイド 116 にそれを OFF するための信号が出力され、S971 において、ポンプモータ 114 にそれを OFF するための信号が出力される。これに対して、今回は基準値  $G_0$  以上であると仮定すれば、S967 の判定が YES となり、S972 以下において、S965 におけるに準じて、増圧制御が行われる。具体的には、S972 において、助勢限界到達後であると判定され、S973 において、マスタシリンダ液圧  $P_M$  の実際値の助勢限界値  $P_{M0}$  (固定値としての標準値) からの増分  $\Delta P_M$ 、または、車体減速度  $G$  の実際値の基準値  $G_0$  (助勢限界値  $P_{M0}$  の標準値に対応する固定値) からの増分  $\Delta G$  に応じて目標差圧  $\Delta P$  が演算される。それら増分  $\Delta P_M$  または  $\Delta G$  と目標差圧  $\Delta P$  との関係が第 1 実施形態におけると同様に ROM に記憶されている。その後、S974 において、圧力制御弁 22 のソレノイド 74 に供給すべき電流値  $I$  がその目標差圧  $\Delta P$  に応じて演算され、S975 において、その電流値  $I$  の下で圧力制御弁 22 が制御され、S976 において、図 65 に示す流入制御弁制御ルーチンの実行によって流入制御弁 138 が制御され、S977 において、ポンプモータ 114 が ON される。いずれの場合にも、以上で本ルーチンの一回の実行が終了する。

したがって、本実施形態によれば、ブースタ負圧スイッチ 534 が失陥した場合でも、バキュームブースタ 517 の助勢限界に到達したか否かが判定され、到達した場合には、ポンプ 16 によってブレーキシリンダ 10 の増圧制御が行われ

るため、ブースタ負圧スイッチ 5 3 4 の故障に対するブレーキ装置の信頼性が向上するという効果が得られる。

以上の説明から明らかなように、本実施形態においては、車輪速センサ 1 1 2 と推定車速演算手段 5 8 2 と車体減速度演算手段 5 8 4 (ECU 5 8 0 のうち図 8 0 の S 9 6 6 を実行する部分) とが「車体減速度検出手段」の一例を構成し、ECU 5 8 0 のうち図 8 0 の S 9 6 1 ~ S 9 6 3, S 9 6 7, S 9 6 8 および S 9 7 2 を実行する部分が「判定装置」の一例を構成し、そのうち S 9 6 1, S 9 6 2, S 9 6 7, S 9 6 8 および S 9 7 2 を実行する部分が「異常時判定手段」の一例を構成し、また、圧力制御弁 2 2, ポンプ 1 6, ポンプモータ 1 1 4, 流入制御弁 1 3 8, ECU 5 8 0 のうち図 8 0 の S 9 6 4, S 9 6 5, S 9 6 9 ~ S 9 7 1 および S 9 7 3 ~ S 9 7 7 を実行する部分等が「第 2 の助勢装置」の一例を構成しているのである。

次に第 2 1 実施形態を説明する。ただし、本実施形態も先の第 2 0 実施形態と同様に、第 1 5 実施形態と機械的構成が共通であり、異なるのは電氣的構成のみであり、しかも、その電氣的構成のうちブレーキ効き特性制御ルーチンに関連する部分のみが異なるため、異なる部分のみについて詳細に説明し、共通する部分については同一の符号を使用することによって詳細な説明を省略する。

図 8 2 には、本実施形態の電氣的構成が示されている。本実施形態においては、第 1 5 実施形態とは異なり、ECU 5 2 2 に代えて ECU 5 9 0 が設けられている。

図 8 3 には、ブレーキ操作力  $F$  とマスタシリンダ液圧  $P_M$  と車体減速度  $G$  と変圧室 5 2 8 の圧力  $P_v$  との関係がグラフで表されている。前述のように、マスタシリンダ液圧  $P_M$  と車体減速度  $G$  との間には、マスタシリンダ液圧  $P_M$  が増加すれば車体減速度  $G$  も増加するという関係があり、また、マスタシリンダ液圧  $P_M$  の増加量  $\Delta P_M$  に応じて車体減速度  $G$  の増加量  $\Delta G$  が一義的に決まる。増加量  $\Delta P_M$  と増加量  $\Delta G$  との関係は例えば、

$$\Delta G = (1/W) \cdot K \cdot \Delta P_M$$

なる式で表すことができる。

ただし、

W：車両重量

K：ブレーキ装置の諸元による決まる係数

したがって、マスタシリンダ液圧 $P_M$ の実際値が、変圧室528の圧力 $P_v$ が前記基準値 $P_{v0}$ に到達したときからバキュームブースタ517が助勢限界に到達するまでに増加する基準増加量 $\Delta P_{M0}$ が予め決定されれば、その基準増加量 $\Delta P_{M0}$ に応じた基準増加量 $\Delta G_0$ が決定される。よって、車体減速度 $G$ の実際値の、変圧室528の圧力 $P_v$ が基準値 $P_{v0}$ に到達したときからの増加量 $\Delta G$ がその基準増加量 $\Delta G_0$ と等しくなったときに、バキュームブースタ517が助勢限界に到達したと判定することができる。

そこで、本実施形態においては、マスタシリンダ液圧センサ80が正常である場合には、そのマスタシリンダ液圧センサ80とブースタ負圧スイッチ534との共同によってバキュームブースタ517が助勢限界に到達したか否かが判定される一方、マスタシリンダ液圧センサ80が異常である場合には、そのマスタシリンダ液圧センサ80に代えて車体減速度検出手段が用いられてその車体減速度検出手段とブースタ負圧スイッチ534との共同によってバキュームブースタ517が助勢限界に到達したか否かが判定されるようになっている。

図84には、増加量 $\Delta G$ が基準増加量 $\Delta G_0$ に到達したときにバキュームブースタ517が助勢限界に到達したと判定する場合の効果がグラフで表されている。ブレーキ操作力 $F$ が0であるときの変圧室528の圧力 $P_v$ は負圧室527の圧力 $P_c$ と等しい。したがって、負圧室527に接続されたエンジン負圧源の圧力変動によってその負圧室527の圧力 $P_c$ の高さが変動すれば、ブレーキ操作力 $F$ が0であるときの変圧室528の圧力 $P_v$ の高さが変動する。グラフには、変圧室528の圧力 $P_v$ の高さの変動が「ブースタ負圧のばらつき」として示されているとともに、変圧室528の圧力 $P_v$ の高さが、標準的である場合（実線グラフ）と、大気圧側にシフトした場合（上側の破線グラフ）と、負圧側にシフトした場合（下側の破線グラフ）とが代表的に示されている。

なお、エンジン負圧源と負圧室527との間には一般に、チェックバルブが設



けられていて、エンジン負圧源の圧力が上昇してもそれに伴って負圧室 5 2 7 の圧力  $P_c$  が上昇することが阻止されるが、このようなチェックバルブがあっても、エンジン負圧源の圧力が低下した場合には、それに伴って負圧室 5 2 7 の圧力  $P_c$  も低下してしまうため、エンジン負圧源の圧力変動によって負圧室 5 2 7 の圧力  $P_c$  の高さが変動することになる。

また、エンジン負圧源には、エンジン吸気管またはそれに接続されたサージタンクを選ぶことができる。

変圧室 5 2 8 の圧力  $P_v$  の高さが変動すれば、それに応じて、バキュームブースタ 5 1 7 が実際に助勢限界に到達するときのマスタシリンダ液圧  $P_M$  の高さも変動する。グラフには、助勢限界時のマスタシリンダ液圧  $P_M$  の高さが、変圧室 5 2 8 の圧力  $P_v$  の高さが標準的である場合には「 $P_{M0}$ 」、大気圧側にシフトした場合には「 $P_{M1}$ 」、負圧側にシフトした場合には「 $P_{M2}$ 」としてそれぞれ示されている。さらに、グラフには、バキュームブースタ 5 1 7 が実際に助勢限界に到達するときの車体減速度  $G$  の高さも、助勢限界時のマスタシリンダ液圧  $P_M$  の高さに関する上記 3 つの場合についてそれぞれ示されている。すなわち、車体減速度  $G$  が、助勢限界時のマスタシリンダ液圧  $P_M$  が  $P_{M0}$ 、 $P_{M1}$  および  $P_{M2}$  である場合について「 $G_0$ 」、「 $G_1$ 」および「 $G_2$ 」としてそれぞれ示されているのである。そして、それら車体減速度  $G_0$ 、 $G_1$ 、 $G_2$  はいずれも、変圧室 5 2 8 の圧力  $P_v$  が基準値  $P_{v0}$  に到達したときのそれぞれの高さに同じ増加量  $\Delta G$  を加算することによって求められ、ここに、「増加量  $\Delta G$ 」は前記基準増加量  $\Delta G_0$  と一致する。よって、車体減速度  $G$  の増加量  $\Delta G$  が基準増加量  $\Delta G_0$  と等しくなったときに、バキュームブースタ 5 1 7 が助勢限界に到達したと判定することとすれば、変圧室 5 2 8 の圧力  $P_v$  の高さの変動を考慮して助勢限界判定が正しく行われることになる。

したがって、本実施形態によれば、マスタシリンダ液圧センサ 8 0 が異常である場合でも、負圧室 5 2 7 の圧力  $P_c$  の高さの変動にかかわらず、バキュームブースタ 5 1 7 が実際に助勢限界に到達したことが正しく判定され、その結果、同じブレーキ操作力  $F$  に対応するブレーキシリンダ液圧  $P_b$  の高さが変動すること

が防止されて、ブレーキの効きが安定するという効果が得られる。

図 8 5 には、本実施形態におけるブレーキ効き特性制御ルーチンがフローチャートで表されている。

まず、S 1 0 0 1 において、マスタシリンダ液圧センサ（図において「M/C 液圧センサ」で表す。）8 0 が失陥しているか否かが判定される。具体的には、前記第 2 0 実施形態の図 8 0 の S 9 6 1 におけると同様に、マスタシリンダ液圧センサ 8 0 に断線、短絡等が発生しているか否かが判定され、それら断線、短絡等が発生している場合には、マスタシリンダ液圧センサ 8 0 が失陥していると判定される。次に、S 1 0 0 2 において、先の S 1 0 0 1 においてマスタシリンダ液圧センサ 8 0 が失陥していると判定されたか否かが判定される。今回は、失陥していると判定されなかったと仮定すれば、判定が NO となり、S 1 0 0 3 において、マスタシリンダ液圧センサ 8 0 からマスタシリンダ液圧信号が取り込まれ、S 1 0 0 4 において、ブースタ負圧スイッチ 5 3 4 からブースタ負圧信号が取り込まれる。その後、S 1 0 0 5 において、それらマスタシリンダ液圧信号とブースタ負圧信号とに基づき、第 1 5 実施形態におけると同様にして、バキュームブースタ 5 1 7 が実際に助勢限界に到達したか否か、すなわち、実際のマスタシリンダ液圧  $P_M$  が負圧室 5 2 7 の圧力  $P_C$  に応じて変動する助勢限界値  $P_{M0}$  以上であるか否かが判定される。今回は、助勢限界値  $P_{M0}$  以上ではないと仮定すれば、判定が NO となり、S 1 0 0 6 において、第 2 0 実施形態の S 9 7 2 におけると同様にして、ブレーキシリンダ 1 0 の増圧制御の終了処理が行われる。これに対して、今回は、助勢限界値  $P_{M0}$  以上であると仮定すれば、S 1 0 0 5 の判定が YES となり、S 1 0 0 7 において、第 2 0 実施形態の S 9 6 5 におけると同様にして、増圧制御が行われる。いずれの場合にも、その後、S 1 0 0 8 において、制御フラグが 0 とされる。以上で本ルーチンの一回の実行が終了する。

以上、マスタシリンダ液圧センサ 8 0 が正常である場合について説明したが、失陥している場合には、S 1 0 0 2 の判定が YES となり、S 1 0 0 9 において、ブレーキスイッチ 3 5 0 が ON であるか否か、すなわち、ブレーキ操作中であるか否かが判定される。今回は、ブレーキスイッチ 3 5 0 が ON ではないと仮定

すれば、判定がNOとなり、S1010において、制御フラグが0とされ、その後、S1011において、S1006におけると同様にして、増圧制御の終了処理が行われ、以上で本ルーチンの一回の実行が終了する。すなわち、本実施形態においては、ブースタスイッチ350がONでない場合には、増圧制御の要否判定を行うことなく、直ちに増圧制御が不要であると判定されて終了処理が行われるのであり、それにより、マスタシリンダ液圧センサ80なしで増圧制御の要否判定を行うことに起因するブレーキ装置の作動信頼性の低下が防止されるのである。

これに対して、今回は、ブレーキスイッチ350がONであると仮定すれば、S1009の判定がYESとなり、S1012において、ブースタ負圧スイッチ534がONであるか否か、すなわち、変圧室528の圧力 $P_v$ が基準値 $P_{v0}$ に到達したか否かが判定される。今回は、ブースタ負圧スイッチ534がONではないと仮定すれば、判定がNOとなり、S1010において、制御フラグが0とされ、その後、S1011において、増圧制御の終了処理が行われ、以上で本ルーチンの一回の実行が終了する。

これに対して、今回は、ブースタ負圧スイッチ534がONであると仮定すれば、S1012の判定がYESとなり、S1013において、第20実施形態におけると同様にして車体減速度 $G$ が演算される。その後、S1014において、制御フラグが0であるか否かが判定される。今回は0であるから、判定がYESとなり、S1015において、車体減速度 $G$ の演算値が基準値 $G_1$ とされる。その後、S1016において、制御フラグが1とされ、続いて、S1017において、車体減速度 $G$ の演算値から基準値 $G_1$ が差し引かれることによって増加量 $\Delta G$ が演算される。その後、S1018において、演算された増加量 $\Delta G$ が前記基準増加量 $\Delta G_0$ 以上であるか否か、すなわち、バキュームブースタ517が実際に助勢限界に到達したか否かが判定される。今回は、基準増加量 $\Delta G_0$ 以上ではないと仮定すれば、S1018の判定がNOとなり、S1011において、増圧制御の終了処理が行われ、以上で本ルーチンの一回の実行が終了する。

その後、本ルーチンが実行されれば、S1013において、新たな車体減速度

Gが演算され、その後、今回は制御フラグが1であるから、S1014の判定がNOとなり、S1015とS1016とがスキップされ、S1017において、新たな車体減速度Gから、前回におけると同じ大きさの基準値G<sub>1</sub>が差し引かれることによって新たな増加量ΔGが演算される。その後、S1018において、演算された増加量ΔGが基準増加量ΔG<sub>0</sub>以上であるか否かが判定される。今回は、基準増加量ΔG<sub>0</sub>以上であると仮定すれば、S1018の判定がNOとなり、S1019において、第20実施形態におけるS972～S977におけると同様にして、増圧制御が行われ、以上で本ルーチンの一回の実行が終了する。

したがって、本実施形態によれば、マスタシリンダ液圧センサ80が失陥している場合でも、負圧室527の圧力P<sub>0</sub>の高さの変動にかかわらず、バキュームブースタ517が実際に助勢限界に到達したことを正しく判定することができるという効果が得られる。

以上の説明から明らかなように、本実施形態においては、マスタシリンダ液圧センサ80が「マスタシリンダ液圧直接関連量検出手段」の一例を構成し、車輪速センサ112と推定車速演算手段582と車体減速度演算手段584（ECU590のうち図85のS1013を実行する部分）とか「車体減速度検出手段」の一例を構成し、ECU590のうち図85のS1001～1005、S1008～S1010、S1012およびS1014～S1018を実行する部分が「判定装置」の一例を構成し、そのうちS1001、S1002、S1009、S1010、S1014～S1018を実行する部分が「異常時判定手段」の一例を構成し、また、圧力制御弁22、ポンプ16、ポンプモータ114、流入制御弁138、ECU590のうち図85のS1006、S1007、S1011およびS1019を実行する部分等が「第2の助勢装置」の一例を構成しているのである。

次に、本発明の第22実施形態を説明する。ただし、本実施形態は、先の第15実施形態と機械的構成（図48）が共通であり、異なるのは電氣的構成のみであるため、異なる部分のみについて詳細に説明し、共通する部分については同一の符号を使用することによって詳細な説明を省略する。

図 8 6 には、本実施形態の電氣的構成が示されている。本実施形態においては、第 1 5 実施形態とは異なり、ECU 5 2 2 に代えて ECU 6 0 0 が設けられるとともに、警告装置 6 0 2 が追加されている。警告装置 6 0 2 は、ECU 6 0 0 によって制御され、ECU 6 0 0 がブレーキ装置のどこかに何らかの異常があると判定した場合に、そのことを光、音または振動によって運転者に視覚的、聴覚的または触覚的に警告する。

図 8 7 には、マスタシリンダ液圧  $P_M$  と変圧室 5 2 8 の圧力  $P_v$  との関係がグラフで表されている。ブレーキ操作力  $F$  が増加すれば、それに伴って変圧室 5 2 8 の圧力  $P_v$  が負圧から大気圧に向かって増加するとともにマスタシリンダ液圧  $P_M$  が 0 から増加する。したがって、マスタシリンダ液圧  $P_M$  と変圧室 5 2 8 の圧力  $P_v$  との間には、図において実線  $L_0$  のグラフで表される関係が成立する。ところで、変圧室 5 2 8 の圧力  $P_v$  の高さは負圧室 5 2 7 の圧力  $P_c$  の高さに依存し、その負圧室 5 2 7 の圧力  $P_c$  はエンジンの負圧源の圧力（以下、「エンジン負圧」という。）に依存する。そして、エンジン負圧はエンジンの運転状態の如何によって変化し、結局、変圧室 5 2 8 の圧力  $P_v$  はエンジン負圧のばらつきによってばらつくことになる。したがって、マスタシリンダ液圧  $P_M$  と変圧室 5 2 8 の圧力  $P_v$  との間には、図において、実線  $L_0$  を中心とするとともに、互いに平行な 2 本の一点鎖線  $L_1$ 、 $L_2$  で表される幅を有するグラフで表される関係が成立することになる。また、ブースタ負圧スイッチ 5 3 4 は、変圧室 5 2 8 の圧力  $P_v$  の高さを 2 状態で検出して OFF と ON とに切り換わり、基準値  $P_{v0}$  より負圧側であるときに OFF、大気圧側であるときに ON となる。

したがって、ブースタ負圧スイッチ 5 3 4 が ON であるときにマスタシリンダ液圧センサ 8 0 により検出される検出マスタシリンダ液圧  $P_M$  の高さは、次の 5 つの場合に分類される。

(1) バキュームブースタ 5 1 7 もブースタ負圧スイッチ 5 3 4 もマスタシリンダ 1 4 もマスタシリンダ液圧センサ 8 0 も正常である場合

この場合には、ブースタ負圧スイッチ 5 3 4 が ON であるときに、マスタシリンダ液圧センサ 8 0 による検出マスタシリンダ液圧  $P_M$  の高さが、図において基

準値  $P_1$  と  $P_2$  とで挟まれる帯状の領域 A 内に存在する。

(2) バキュームブースタ 5 1 7 が異常となり、変圧室 5 2 8 に正常な高さの負圧が発生しない場合

この場合には、検出マスタシリンダ液圧  $P_M$  とは無関係にブースタ負圧スイッチ 5 3 4 が ON であり続けるため、検出マスタシリンダ液圧  $P_M$  の高さが、領域 A よりマスタシリンダ液圧  $P_M$  が低い帯状の領域 B 内に存在する。

(3) ブースタ負圧スイッチ 5 3 4 が異常となった場合

この場合には、ブースタ負圧スイッチ 5 3 4 が ON であるときに、検出マスタシリンダ液圧  $P_M$  が、領域 B 内に存在するか、または領域 A よりマスタシリンダ液圧  $P_M$  が高い帯状の領域 C 内に存在する。

(4) マスタシリンダ 1 4 (正確には、互いに独立な 2 系統のうち、マスタシリンダ液圧センサ 8 0 により液圧が検出される系統) が異常となり、昇圧不能となった場合

この場合には、ブースタ負圧スイッチ 5 3 4 が ON となったときに、検出マスタシリンダ液圧  $P_M$  が、正常値より低くなり、領域 B 内に存在する。

(5) マスタシリンダ液圧センサ 8 0 が異常となった場合

この場合には、ブースタ負圧スイッチ 5 3 4 が ON となったときに、検出マスタシリンダ液圧  $P_M$  が、領域 B または C 内に存在する。

したがって、ブースタ負圧スイッチ 5 3 4 が ON であるときに検出マスタシリンダ液圧  $P_M$  の高さが領域 A、B または C のいずれに存在するかを検出することによってブレーキ装置のすべての構成要素が正常であるかいずれかの構成要素に異常があるかが分かる。

なお、バキュームブースタ 5 1 7 もブースタ負圧スイッチ 5 3 4 もマスタシリンダ 1 4 もマスタシリンダ液圧センサ 8 0 も正常である場合に、ブースタ負圧スイッチ 5 3 4 が ON であるときに、検出マスタシリンダ液圧  $P_M$  が取り得る領域は、正確には、2 本の一点鎖線  $L_1$ 、 $L_2$  と変圧室 5 2 8 の圧力  $P_v$  が 0 であることを示す横軸  $L_3$  と変圧室 5 2 8 の圧力  $P_v$  が基準値  $P_{v0}$  に等しいことを表す破線  $L_4$  とによって囲まれる平行四辺形状の領域である。しかしながら、本実施

形態においては、前述のように、変圧室 5 2 8 の圧力  $P_v$  の高さが基準値  $P_{v0}$  より負圧側である状態と大気圧側である状態との 2 つしか検出することができない。そこで、本実施形態においては、上側の一点鎖線  $L_1$  と破線  $L_3$  との交点  $Q_1$  に対応する検出マスタシリンダ液圧  $P_M$  の高さが基準値  $P_1$ 、下側の一点鎖線  $L_2$  と横軸  $L_4$  との交点  $Q_2$  に対応する検出マスタシリンダ液圧  $P_M$  の高さが基準値  $P_2$  とされた上で、領域 A が、検出マスタシリンダ液圧  $P_M$  が基準値  $P_1$  に等しいことを表す実線  $L_5$  と、基準値  $P_2$  に等しいことを表す実線  $L_6$  と、横軸  $L_4$  と、破線  $L_3$  とによって囲まれる長方形の領域とされている。

以上要するに、ブースタ負圧スイッチ 5 3 4 のブースタ負圧信号とマスタシリンダ液圧センサ 8 0 のマスタシリンダ液圧信号とブレーキ装置の状態との間に一定の関係が成立するのであり、その関係を利用することにより、本実施形態においては、ブレーキ装置の正常／異常判定が行われる。その正常／異常判定を行うためのルーチンが ECU 5 9 0 の ROM に記憶されている。

図 8 8 には、その正常／異常判定ルーチンがフローチャートで表されている。まず、S 1 1 0 1 において、ブースタ負圧スイッチ 5 3 4 が ON であるか否かが判定される。今回は ON ではないと仮定すれば、判定が NO となり、直ちに本ルーチンの一回の実行が終了する。

これに対して、今回はブースタ負圧スイッチ 5 3 4 が ON であると仮定すれば、S 1 1 0 1 の判定が YES となり、S 1 1 0 2 において、検出マスタシリンダ液圧  $P_M$  が低い方の基準値  $P_1$  より低い異常低圧状態が所定時間以上連続したか否かが判定される。今回はその異常低圧状態が所定時間以上連続してはいないと仮定すれば、判定が NO となり、S 1 1 0 3 に移行する。この S 1 1 0 3 においては、検出マスタシリンダ液圧  $P_M$  が高い方の基準値  $P_2$  より高い異常高圧状態が所定時間以上連続したか否かが判定される。今回はその異常高圧状態が所定時間以上連続してもいないと仮定すれば、判定が NO となり、S 1 1 0 4 に移行する。この S 1 1 0 4 においては、検出マスタシリンダ液圧  $P_M$  が基準値  $P_1$  以上でありかつ基準値  $P_2$  以下である正常液圧状態が所定時間以上連続したか否かが判定される。今回はその正常液圧状態が所定時間以上連続してもいないと仮定す

れば、判定がNOとなり、本ルーチンの一回の実行が終了するが、今回は正常液圧状態が所定時間以上連続したと仮定すれば、判定がYESとなり、S1105において、ブレーキ装置が正常状態にあると判定される。以上で本ルーチンの一回の実行が終了する。

これに対して、今回は異常低圧状態が所定時間以上連続したと仮定すれば、S1102の判定がYESとなり、また、今回は異常高圧状態が所定時間以上連続したと仮定すれば、S1103の判定がYESとなり、いずれの場合にも、その後、S1106において、ブレーキ装置が異常状態にあると判定される。その後、S1107において、前記警告装置602にそれを作動させる警告信号が出力され、それにより、ブレーキ装置に何らかの異常があることが運転者に警告される。以上で本ルーチンの一回の実行が終了する。

したがって、本実施形態によれば、ブレーキシリンダ10の増圧制御のために設けられたブースタ負圧スイッチ534とマスタシリンダ液圧センサ80とが利用されることにより、運転者がブレーキ装置の異常を早期に発見可能となるという効果が得られる。

本実施形態においては、ECU600のROMにブレーキ効き特性制御ルーチンも記憶されており、そのルーチンは、第15実施形態におけるルーチンと同様であるため、説明を省略する。

次に第23実施形態を説明する。ただし、本実施形態も先の第22実施形態と同様に、第15実施形態と機械的構成が共通であり、異なるのは電氣的構成のみであるため、異なる部分のみについて詳細に説明し、共通する部分については同一の符号を使用することによって詳細な説明を省略する。また、本実施形態は、第22実施形態と同様に、ブレーキ装置の正常／異常を判定する装置を備えている。

図89には、本実施形態の電氣的構成が示されている。本実施形態においては、第1実施形態とは異なり、ECU522に代えてECU610が設けられるとともに、ブレーキ負圧スイッチ534に代えてブースタ負圧センサ612が設けられている。ブースタ負圧センサ612は、変圧室528の圧力 $P_v$ の高さが連



続的に変化するのに応じて連続的に変化するブースタ負圧信号を出力する。さらに、本実施形態においては、第22実施形態におけると同様に、警告装置602が追加されている。

図90には、図87と同様なグラフが示されている。しかし、本実施形態においては、ブースタ負圧センサ612により変圧室528の圧力 $P_v$ が連続値として検出可能とされている。そのため、第22実施形態における3つの領域A、BおよびCがそれぞれ、狭い領域ではなく、広い領域とされている。

すなわち、(1) バキュームブースタ517もブースタ負圧センサ612もマスタシリンダ14もマスタシリンダ液圧センサ80も正常である場合には、ブースタ負圧センサ612による検出圧力 $P_v$ とマスタシリンダ液圧センサ80による検出マスタシリンダ液圧 $P_m$ との検出圧力対応点が、エンジン負圧のばらつきに応じた幅を有する帯状の領域A内に存在する。また、(2) バキュームブースタ517が異常となり、変圧室528に正常な高さの負圧が発生しない場合には、検出圧力対応点が、領域Aよりマスタシリンダ液圧 $P_m$ が低い三角形状の領域B内に存在する。また、(3) ブースタ負圧センサ612が異常となった場合には、検出圧力対応点が、領域B内に存在するか、または領域Aよりマスタシリンダ液圧 $P_m$ が高い三角形状の領域C内に存在する。また、(4) マスタシリンダ14（正確には、互いに独立な2系統のうち、マスタシリンダ液圧センサ80により液圧が検出される系統）が異常となり、昇圧不能となった場合には、検出圧力対応点が、領域B内に存在する。また、(5) マスタシリンダ液圧センサ80が異常となった場合には、検出圧力対応点が、領域BまたはC内に存在する。

したがって、検出対応点が領域A、BまたはCのいずれに存在するかを検出することによってブレーキ装置のすべての構成要素が正常であるかいずれかの構成要素に異常があるかが分かる。

そこで、本実施形態においては、かかる知見に基づいてブレーキ装置の正常／異常を判定するためのルーチンがECU610のROMに記憶されている。

図91には、その正常／異常判定ルーチンがフローチャートで表されている。まず、S1201において、検出圧力対応点が領域B内に存在する状態が所定時

間以上連続したか否かが判定される。今回はその状態が所定時間以上連続してはいないと仮定すれば、判定がNOとなり、S 1 2 0 2に移行する。このS 1 2 0 2においては、検出圧力対応点が領域C内に存在する状態が所定時間以上連続したか否かが判定される。今回はその状態が所定時間以上連続してはいないと仮定すれば、判定がNOとなり、S 1 2 0 3に移行する。このS 1 2 0 3においては、検出圧力対応点が領域A内に存在する状態が所定時間以上連続したか否かが判定される。今回はその状態が所定時間以上連続してはいないと仮定すれば、判定がNOとなり、直ちに本ルーチンの一回の実行が終了する。これに対して、今回は検出圧力対応点が領域A内に存在する状態が所定時間以上連続したと仮定すれば、S 1 2 0 3の判定がYESとなり、S 1 2 0 4において、ブレーキ装置が正常状態にあると判定される。以上で本ルーチンの一回の実行が終了する。

これに対して、検出圧力対応点が領域B内に存在する状態が所定時間以上連続したと仮定すれば、S 1 2 0 1の判定がYESとなり、また、検出圧力対応点が領域C内に存在する状態が所定時間以上連続したと仮定すれば、S 1 2 0 2の判定がYESとなり、いずれの場合にも、その後、S 1 2 0 5において、ブレーキ装置が異常状態にあると判定される。続いて、S 1 2 0 6において、前記警告装置6 0 2にそれを作動させる警告信号が出力され、それにより、ブレーキ装置に何らかの異常があることが運転者に警告される。以上で本ルーチンの一回の実行が終了する。

図9 0に示すように、本実施形態においては、領域BとCとによって挟まれた帯状の領域全体が領域Aとされているわけではなく、検出マスタシリンダ液圧 $P_m$ が基準値 $P$ 。以下である部分Dは領域Aの対象外とされている。その部分を領域Aの対象外としないと、マスタシリンダ1 4またはマスタシリンダ液圧センサ8 0が異常であるために検出マスタシリンダ液圧 $P_m$ が0である場合には、検出圧力対応点が図において部分Dから縦軸上を上方に移動してその部分Dから逸脱するまでの間、実際には異常状態にあるブレーキ装置が誤って正常状態にあると判定されてしまうからである。したがって、本実施形態においては、検出圧力対応点が部分Dに存在する間は、ブレーキ装置の正常／異常の判定結果が出力され

ず、誤った判定結果が出力されることが防止され、正常／異常判定装置の信頼性が向上する。なお、本実施形態においては、正常／異常判定ルーチンが、検出マスタシリンダ液圧 $P_M$ が基準値 $P_0$ 以下であるか否かにかかわらず実行されるようになっているが、基準値 $P_0$ 以下である場合には、実行されないようにし、それにより、誤った判定結果の出力を防止することができる。

ところで、負圧室527の圧力 $P_c$ の高さは、バキュームブースタ517に何ら異常がなくても、エンジン始動時から正常であるとは限らず、エンジン始動時には不足していて、正常になるまでに時間がかかる場合がある。そこで、本実施形態においては、エンジン始動センサによりエンジン始動が検出されてから、負圧室527に正常な高さが発生するのに必要である基準時間が経過するまでは、正常／異常判定ルーチンが実行されないか、または実行されてもその判定結果が出力されないようになっている。したがって、本実施形態によれば、ブレーキ装置の正常／異常に関し、エンジン始動時における負圧室527の圧力 $P_c$ の高さ不足に起因して誤った判定結果が出力されることが防止され、このことによっても、正常／異常判定装置の信頼性が向上する。

本実施形態においては、ECU610のROMにブレーキ効き特性制御ルーチンも記憶されている。そのルーチンは、先のいずれの実施形態とも異なり、ブースタ負圧センサ612を用いてバキュームブースタ517が実際に助勢限界に到達したか否かを判定するものである。

図92には、本実施形態におけるブレーキ効き特性制御ルーチンがフローチャートで表されている。まず、S1301において、ブースタ負圧センサ612からブースタ負圧信号が取り込まれる。次に、S1302において、そのブースタ負圧信号に基づいて変圧室528の圧力 $P_v$ が演算され、その圧力 $P_v$ が大気圧 $P_{ATM}$ 以上であるか否かが判定される。今回は、大気圧 $P_{ATM}$ 以上ではないと仮定すれば、判定がNOとなり、バキュームブースタ517が助勢限界到達前にあると判定されて、S1303において、増圧制御の終了処理が行われる。以上で本ルーチンの一回の実行が終了する。

これに対して、変圧室528の圧力 $P_v$ が大気圧 $P_{ATM}$ 以上であると仮定すれ

ば、S 1 3 0 2 の判定が Y E S となり、バキュームブースタ 5 1 7 が助勢限界到達後にあると判定されて、S 1 3 0 4 において、増圧制御が行われる。この増圧制御においては、マスタシリンダ液圧センサ 8 0 による検出マスタシリンダ液圧  $P_M$  の、変圧室 5 2 8 の圧力  $P_V$  が大気圧  $P_{ATM}$  に到達したとき、すなわち、バキュームブースタ 5 1 7 が助勢限界に到達したときからの増分  $1 P_M$  に応じて前記目標差圧  $\Delta P$  が演算され、その目標差圧  $\Delta P$  が実現されるように圧力制御弁 2 2 が制御される。以上で本ルーチンの一回の実行が終了する。

したがって、本実施形態によれば、ブレーキシリンダ 1 0 の増圧制御のために設けられたブースタ負圧センサ 6 1 2 とマスタシリンダ液圧センサ 8 0 とが利用されることにより、運転者がブレーキ装置の異常を早期に発見可能となるという効果が得られる。

先の第 2 2 実施形態においては、変圧室 5 2 8 の圧力  $P_V$  の高さが特定の範囲内に入らない限り、ブレーキ装置の正常／異常を判定することができないか、本実施形態においては、ブースタ負圧センサ 6 1 2 により変圧室 5 2 8 の圧力  $P_V$  の高さが連続値として検出される。したがって、本実施形態によれば、ブレーキ装置の正常／異常判定を行うことが常時可能となるという効果も得られる。

次に、本発明の第 2 4 実施形態を説明する。

図 9 3 には、本実施形態であるブレーキ装置が示されている。このブレーキ装置は、前述のいくつかの実施形態と同様に、4 輪車両に搭載されるものであって、ブレーキペダル 3 2 のブレーキ操作力を助勢してマスタシリンダ 1 4 に出力するバキュームブースタ 7 1 2 を備えている。

このブレーキ装置は、前述のいくつかの実施形態と同様に、さらに、アンチロック制御装置と効き特性制御装置とを備えている。アンチロック制御装置は、車両制動時に各輪のロック傾向が過大となることを防止する装置である。このアンチロック制御装置は、ポンプ 1 6 を有し、そのポンプ 1 6 により作動液をブレーキ液圧回路内において還流させる。これに対して、効き特性制御装置は、バキュームブースタ 7 1 2 に助勢限界があることを考慮し、車両制動時に車体減速度がブレーキ操作力に対して助勢限界の前後を問わずほぼ同じ勾配で増加するように

それらブレーキ操作力と車体減速度との関係であるブレーキの効き特性を制御する装置である。この効き特性制御装置は、上記ポンプ 16 を利用して作動する。すなわち、ポンプ 16 がアンチロック制御装置と効き特性制御装置とに共用されているのである。

バキュームブースタ（以下、単に「ブースタ」という。）712 は、図 9 4 に示すように、従来のブースタと同様な構成を有するが、以下、その構成を同図に基づいて具体的に説明するとともに、その作動を図 9 5 ～図 9 9 に基づいて具体的に説明する。

ブースタ 712 は、図 9 4 に示すように、中空のブースタハウジング 715 を備えている。ブースタハウジング 715 内の空間は、パワーピストン 716 によりマスタシリンダ 14 の側の負圧室 717 とブレーキペダル 32 の側の変圧室 718 とに仕切られている。負圧室 717 は、エンジン吸気管等、エンジンの作動によって負圧が発生する負圧源に接続されている。

パワーピストン 716 は、(a) ブースタハウジング 715 に前後に移動可能に支持されたハブ 716 a と、(b) 円環板状を成すとともに、内周縁においてハブ 716 a に取り付けられる一方、外周縁においてブースタハウジング 715 に取り付けられたダイヤフラム 716 b とを備えている。そのダイヤフラム 716 b には、ブースタハウジング 715 に対する後退限度を規定するストップ 716 c が設けられている。

ハブ 716 a は、マスタシリンダ 14 の側において、ゴム製のリアクションディスク 719 を介してブースタピストンロッド 720（出力部材の一例）の一端部（図において右側の端部）と摺動可能に嵌合されている。そのブースタピストンロッド 720 の他端部（図において左側の端部）はマスタシリンダ 14 の加圧ピストン 14 a に連携させられており、それにより、ブースタピストンロッド 720 は、パワーピストン 716 の作動力をマスタシリンダ 14 の加圧ピストン 14 a に伝達する。

また、ハブ 716 a は、ブレーキペダル 32 の側において、入力部材 721 を介してブレーキペダル 32 に連携させられている。入力部材 721 は、リアクシ

ョンロッド721aとバルブオペレーティングロッド721bとが同軸に連結されて構成されている。リアクションロッド721aにおいてハブ716aに摺動可能に嵌合される一方、バルブオペレーティングロッド721bにおいて図示しないペダル操作機構を介してブレーキペダル32に連携させられている。リアクションロッド721aのハブ716aへの相対接近限度と相対離間限度とがストッパキー722（ストッパの一例）により規定されている。ストッパキー722は、ハブ716aとリアクションロッド721aとに同時に貫通させられているが、リアクションロッド721aとの間にはストッパキー722の後側において大きな軸方向クリアランスが設けられる一方、ハブ716aとの間にはストッパキー722の前側において小さな軸方向クリアランスが設けられている。

リアクションロッド721aの先端部はリアクションディスク719に係合可能とされており、プースタ712の図示の非作動状態では係合しないが、作動状態では図96～図99に示すように係合し、プースタピストンロッド720からの反力がリアクションロッド721aに作用するようになっている。

負圧室717と変圧室718との間に弁機構723（パワーピストン駆動機構の一例）が設けられている。弁機構723は、バルブオペレーティングロッド721bとパワーピストン716との相対移動に基づいて作動するものであり、コントロールバルブ723aと、エアバルブ723bと、バキュームバルブ723cと、コントロールバルブスプリング723dとを備えている。エアバルブ723bは、コントロールバルブ723aと共同して変圧室718の大気に対する連通・遮断を選択的に行うものであり、バルブオペレーティングロッド721bと一体的に移動可能に設けられている。コントロールバルブ723aは、バルブオペレーティングロッド721bにコントロールバルブスプリング723dによりエアバルブ723bに着座する向きに付勢される状態で取り付けられている。バキュームバルブ723cは、コントロールバルブ723aと共同して変圧室718の負圧室717に対する連通・遮断を選択的に行うものであり、パワーピストン716と一体的に移動可能に設けられている。

ハブ716aには、変圧室718をバキュームバルブ723cを経て負圧室7

17に連通させるための通路724と、変圧室718をエアバルブ723bを経て大気に連通させるための通路725とが設けられている。また、ハブ716aには、ブレーキペダル32の側の中空部においてエアクリーナエレメント726が設けられている。また、ハブ716aとブースタハウジング715との間には、パワーピストン716を後退端位置に戻すためのリターンスプリング727が設けられている。

次にブースタ712の作動を図96～図99に基づいて説明する。なお、それら図は、ブースタ712の要部のみを拡大して示すものである。

非作動状態では、図95に示すように、コントロールバルブ723aが、エアバルブ723bに着座する一方、バキュームバルブ723cから離間し、それにより、変圧室718が大気から遮断されて負圧室717に連通させられる。したがって、この状態では、負圧源の負圧（大気圧以下の圧力）により、負圧室717も変圧室718も共に等しい高さの負圧とされる。

これに対して、作動状態のうちの過渡状態、すなわち、ブレーキペダル32がマスタシリンダ液圧が上昇する向きに操作されつつある状態では、図96に示すように、バルブオペレーティングロッド721bがパワーピストン716に対して相対的に接近し、やがてコントロールバルブ723aがバキュームバルブ723cに着座し、それにより、変圧室718が負圧室717から遮断される。その後、バルブオペレーティングロッド721bがパワーピストン716に対してさらに相対的に接近すれば、エアバルブ723bがコントロールバルブ723aから離間し、それにより、変圧室718が大気に連通させられる。この状態では、変圧室718が昇圧し、負圧室717と変圧室718との間に差圧が発生し、その差圧によってパワーピストン716が作動させられる。

また、作動状態のうちの保持状態、すなわち、ブレーキシペダル32の操作力Fが一定に保持される状態では、図97に示すように、コントロールバルブ723aがエアバルブ723bとバキュームバルブ723cとの双方に着座し、変圧室718が負圧室717および大気の双方から遮断され、それにより、負圧室717の圧力が一定に保持され、結局、パワーピストン716の作動力も一定に保

持される。

ブースタ712において変圧室718が大気と等圧となれば、ブースタ712が助勢限界に到達する。その後さらにブレーキペダル32が操作されれば、パワーピストン716が前進することなくリアクションロッド721aがリアクションディスク719を押し潰しつつ前進する。その結果、リアクションロッド721aがパワーピストン716に相対的に接近し、やがてストッパキー722とリアクションロッド721aとの間の後側の軸方向クリアランスが消滅し、それにより、ストッパキー722に当接する。このとき、ストッパキー722とパワーピストン716のハブ716aとの間の前側の軸方向クリアランスも消滅し、それにより、結局、リアクションロッド721aがストッパキー722を介してハブ716aに押し付けられることになる。この状態はブースタ712の最大助勢状態であり、図98に示されている。この状態でさらにブレーキペダル32が操作されれば、リアクションロッド721aがパワーピストン716と一体的に前進し、ブースタピストンロッド720の作動力が増加させられ、それにより、マスタシリンダ液圧が上昇する。

また、作動状態のうちの解放状態、すなわち、ブレーキペダル32がマスタシリンダ液圧が低下する向きに操作された状態では、図99に示すように、コントロールバルブ723aがエアバルブ723bに着座する一方、バキュームバルブ723cから離間し、変圧室718が大気から遮断されて負圧室717に連通させられ、それにより、変圧室718の圧力が低下させられ、その結果、負圧室717と変圧室718との差圧も低下させられる。

マスタシリンダ14は、タンデム式であり、図94に示すように、マスタシリンダハウジング14eに2個の加圧ピストン14a、14bが互いに直列に摺動可能に嵌合された構成とされている。ブースタ712の出力に基づいてそれら2個の加圧ピストン14a、14bが作動することにより、各加圧ピストン14a、14bの前方に形成された各加圧室14c、14dにそれぞれ等しい高さの液圧が発生させられる。

一方の加圧室14cには、左前輪FLのブレーキを作動させるブレーキシリン



ダ１０と右後輪ＲＲのブレーキを作動させるブレーキシリンダ１０が接続され、他方の加圧室１４ｄには、右前輪ＦＲのブレーキを作動させるブレーキシリンダ１０と左後輪ＲＬのブレーキを作動させるブレーキシリンダ１０が接続されている。ブレーキは、液圧に基づく作動力によって摩擦材を車輪と共に回転する回転体の摩擦面に押し付けることにより、車輪の回転を抑制する形式（ディスク式、ドラム式等）とされている。

すなわち、このブレーキ装置は互いに独立した２つのブレーキ系統が互いにダイヤゴナルに構成されたダイヤゴナル２系統式なのである。それら２つのブレーキ系統は、その構成が第１５実施形態におけると共通するため、同一の符号を使用することによって詳細な説明を省略する。

図１００には、ブレーキ装置の電氣的構成が示されている。ブレーキ装置は、ＣＰＵ、ＲＯＭおよびＲＡＭを含むコンピュータを主体とするＥＣＵ（電子制御ユニット）７３０を備えている。ＲＯＭにブレーキ効き特性制御ルーチン（図１０１～図１０３にフローチャートで表されている）およびアンチロック制御ルーチン（図示しない）が記憶されており、それらルーチンがＣＰＵによりＲＡＭを使用しつつ実行されることにより、効き特性制御とアンチロック制御とがそれぞれ実行される。

ＥＣＵ７３０の入力側には、操作ストロークセンサ７３２（操作ストローク関連量センサの一例）とブースタ圧力スイッチ７３４（ブースタ圧力センサの一例）と前記マスタシリンダ液圧センサ８０（マスタシリンダ液圧関連量センサの一例）と前記車輪速センサ１１２とが接続されている。操作ストロークセンサ７３２は、ブレーキペダル３２の操作ストロークＳを検出し、その操作ストロークＳを規定する操作ストローク信号を出力する。ブースタ圧力スイッチ７３４は、変圧室７１８の圧力の高さに応じて２状態に異なるブースタ圧力信号を出力するスイッチであり、変圧室７１８の圧力が大気圧より低い場合にはＯＦＦ信号、大気圧以上である場合にはＯＮ信号を出力する。

一方、ＥＣＵ７３０の出力側には、前記ポンプモータ１１４が接続され、そのポンプモータ１１４にモータ駆動信号が出力される。ＥＣＵ７３０の出力側には

さらに、前記圧力制御弁 22 のソレノイド 74、増圧弁 40、減圧弁 100 および流入制御弁 138 の各ソレノイド 116 も接続されている。圧力制御弁 22 のソレノイド 74 には、ソレノイド 74 の磁気力をリニアに制御するための電流制御信号が出力され、一方、増圧弁 40、減圧弁 50 および流入制御弁 138 の各ソレノイド 116 には、各ソレノイド 116 を ON/OFF 駆動するための ON/OFF 駆動信号が出力される。

ここで、ECU 730 による効き特性制御を説明するが、まず、概略的に説明する。

ブースタ 712 は、ブレーキペダル 32 の操作力  $F$  がある値まで増加すると、変圧室 718 の圧力が大気圧まで上昇し切ってしまい、助勢限界に達する。助勢限界後は、ブースタ 712 は操作力  $F$  を助勢することができないから、何ら対策を講じないと、図 52 にグラフで表されているように、ブレーキの効きが低下する。かかる事実に着目して効き特性制御が行われるのであり、具体的には、図 53 にグラフで表されているように、ブースタ 712 が助勢限界に達した後は、ポンプ 16 を作動させてマスタシリンダ液圧  $P_M$  より差圧  $\Delta P$  (ブレーキシリンダ液圧  $P_B$  のマスタシリンダ液圧  $P_M$  に対する増圧量であって、図 54 にグラフで示されている) だけ高い液圧をブレーキシリンダ 10 に発生させ、それにより、ブースタ 712 の助勢限界の前後を問わず、ブレーキの効きを安定させる。

本実施形態においては、ブースタ 712 が助勢限界に到達したか否かを判定する手法として、ブースタ圧力スイッチ 734 からの信号に基づく判定手法と、操作ストロークセンサ 732 およびマスタシリンダ液圧センサ 80 からの信号に基づく判定手法とが採用されている。先の判定手法は、変圧室 718 の圧力が大気圧となったときにブースタ 712 が助勢限界に到達するという事実に基づき、変圧室 718 の圧力が大気圧になったことを直接に検出して助勢限界判定を行う手法である。

これに対して、後の判定手法は、ブースタ 712 の次のような特性に基づくものである。

図 105 には、ブレーキペダル 32 を非作用位置から操作し始めた場合に、ブ

ブレーキペダル 32 の操作力  $F$  とマスタシリンダ液圧  $P_M$  とブレーキペダル 32 の操作ストローク  $S$  との間に成立する関係がグラフで示されている。図には、ブースタ 712 が助勢限界に到達したときの操作力  $F$ 、マスタシリンダ液圧  $P_M$  および操作ストローク  $S$  がそれぞれ「 $F_i$ 」、「 $P_i$ 」および「 $S_i$ 」で示されている。このグラフは、本発明者らによって確認されたブースタ特性を示しており、ブースタ 712 が助勢限界に到達した直後に一時的に、マスタシリンダ液圧  $P_M$  の増加量に対する操作ストローク  $S$  の増加率  $dS/dP_M$  が急増することを示している。助勢限界前のある時期  $i$  における操作ストローク増加率  $dS/dP_M$  を「 $dS_i/dP_{Mi}$ 」、助勢限界の直後のある時期  $j$  における操作ストローク増加率  $dS/dP_M$  を「 $dS_j/dP_{Mj}$ 」で表せば、両者の間に、

$$(dS_i/dP_{Mi}) < (dS_j/dP_{Mj})$$

なる式で表される関係が成立するのである。

このような特性が生じる理由は次のように考えられる。

ブレーキ操作中、変圧室 718 の圧力が大気圧と等しくなった後には、ブレーキペダル 32 がさらに操作されて入力部材 721 がさらに前進させられても、負圧室 717 と変圧室 718 との差圧は増加せず、よって、パワーピストン 716 の作動力も増加しない。そのため、入力部材 721 が単独で前進させられる。入力部材 721 は、ストッパキー 722 への当接前には、マスタシリンダ液圧  $P_M$  が上昇する向きの作動力をブースタピストンロッド 720 に、リアクションディスク 719 は介するがパワーピストン 716 は介せずに付与する。そのため、入力部材 721 は、ストッパキー 722 への当接前には、リアクションディスク 719 に局部的に接触するため、リアクションディスク 719 が容易に押し潰され、その結果、入力部材 721 のストロークの増加量がリアクションディスク 719 に付与する力の増加量、すなわち、マスタシリンダ液圧  $P_M$  の増加量の割りに長くなる。したがって、マスタシリンダ液圧  $P_M$  の増加に対する入力部材 721 のストロークの増加率、すなわち、操作ストローク増加率  $dS/dP_M$  が、ブースタ 712 が助勢限界に到達した後、ストッパキー 722 への当接前には、助勢限界前に比較して増加するのである。

ブレーキペダル 32 がさらに操作されて入力部材 721 がさらに前進させられれば、入力部材 721 はストッパキー 722 に当接することになるが、この当接状態では、入力部材 721 はマスタシリンダ液圧  $P_M$  が上昇する向きの作動力をブースタピストンロッド 720 に、ストッパキー 722、パワーピストン 716 およびリアクションディスク 719 を介して付与する。そのため、入力部材 721 は、ストッパキー 722 への当接後には、パワーピストン 716 を介してリアクションディスク 719 に全体的に接触するため、リアクションディスク 719 が容易には押し潰されなくなり、その結果、入力部材 721 のストロークの増加量がリアクションディスク 719 に付与する力の増加量、すなわち、マスタシリンダ液圧  $P_M$  の増加量の割りに短くなる。したがって、操作ストローク増加率  $dS/dP_M$  が、ストッパキー 722 への当接後には、ブースタ 712 が助勢限界に到達した時期からストッパキー 722 に当接する時期までの間に比較して減少するのである。また、入力部材 721 がストッパキー 722 に当接した後は、入力部材 721 がパワーピストン 716 およびブースタピストンロッド 720 と一体的に前進し、それにより、マスタシリンダ液圧  $P_M$  がブースタ 712 による倍力なしで上昇させられ、よって、マスタシリンダ液圧  $P_M$  が操作力  $F$  に対して助勢限界前におけるより緩やかな勾配で上昇させられることになる。

なお、ブースタ 712 が助勢限界に到達した直後に一時的に、操作ストローク増加率  $dS/dP_M$  に増加が生じるという特性が生じるために、入力部材 721 がストッパキー 722 に当接する前においてブースタピストンロッド 720 にリアクションディスク 719 を介して間接に、または直接に係合しなければならないわけではない。この特性は、入力部材 721 がストッパキー 722 に当接したときにはじめて、入力部材 721 が間接または直接にブースタピストンロッド 720 に係合する形式のブースタ、すなわち、ブースタ 712 が助勢限界に到達した後、入力部材 721 がストッパキー 722 に当接するまでの間は、入力部材 721 がブースタピストンロッド 720 に直接または間接に係合しない形式のブースタにおいても生じるのである。

以上、ブースタ 712 の特性を説明したが、前記後の判定手法はその特性を利

用して助勢限界判定を行うのである。

この後の判定手法の一具体例は、ブレーキ操作中に操作ストローク増加率  $dS/dP_M$  の今回値が前回値より増加したか否かを判定する相対的判定手法であるが、本実施形態においては、ブレーキ操作中に操作ストローク増加率  $dS/dP_M$  が設定値  $X$ （設定値の一例）より大きくなったか否かを判定する絶対的判定手法とされている。ただし、この絶対的判定手法を採用する場合に、図 105 に示すように、ブレーキ操作の開始当初において、操作ストローク増加率  $dS/dP_M$  が大きくなる傾向がある場合には、ブースタ 712 が実際には助勢限界に到達していないにもかかわらず助勢限界に到達したとの誤った判定がなされてしまう可能性がある。そこで、本実施形態においては、ブースタ 712 が助勢限界に到達する時期にはマスタシリンダ液圧  $P_M$  がある程度高くなっているという事実に基づき、操作ストローク増加率  $dS/dP_M$  が設定値  $X$  より大きくなり、かつ、マスタシリンダ液圧  $P_M$  が基準値  $P_A$ （基準値の一例）より高くなっているときに、ブースタ 712 が助勢限界に到達したと判定されるようになっている。

操作ストローク増加率  $dS/dP_M$  が設定値  $X$  より大きくなるという条件は、ブースタ 712 が助勢限界状態にある期間中継続して成立するわけではなく、ブースタ 712 が助勢限界に到達した直後に一時的に成立するに過ぎない。そのため、上記 2 つの条件が同時に成立したためにブースタ 712 が助勢限界に到達したと判定された後にも、同様にしてそれら 2 つの条件が同時に成立したか否かを判定する場合には、ブースタ 712 が実際には助勢限界状態にあるにもかかわらず助勢限界状態にないと判定されてしまうことになる。そこで、本実施形態においては、それら 2 つの条件が同時に成立した後は、助勢限界の到達直後に限らず助勢限界状態の全体を通じて適用可能な別の規則に従って助勢限界判定が行われる。具体的には、それら 2 つの条件が同時に成立したときのマスタシリンダ液圧  $P_M$  の高さを基準値  $P_{M0}$  とし、マスタシリンダ液圧  $P_M$  の今回値が基準値  $P_{M0}$  より高い限り、ブースタ 712 が助勢限界状態にあると判定されるようになっているのである。

また、本実施形態においては、ブースタ圧力スイッチ 734 が正常であれば、

先の判定手法によって助勢限界判定が行われ、一方、異常であれば、後の判定手法によって助勢限界判定が行われるようになっている。

以上概略的に説明した効き特性制御の内容を図101～図103のブレーキ効き特性制御ルーチンに基づいて具体的に説明する。

本ルーチンは、運転者によりイグニションスイッチがOFF位置からON位置に操作された後、一定時間T。毎に繰り返し実行される。各回の実行時にはまず、S1311において、マスタシリンダ液圧センサ80からマスタシリンダ液圧信号が取り込まれる。次に、S1312において、操作ストロークセンサ732から操作ストローク信号が取り込まれる。その後、S1313において、ブースタ圧力スイッチ734が異常であるか否かが判定される。ブースタ圧力スイッチ734に断線、短絡等の異常があるか否かが判定されるのである。続いて、S1314において、S1313の判定がブースタ圧力スイッチ734に異常があることを示すものであるか否かが判定される。今回は異常があることを示すものではないと仮定すれば、判定がNOとなり、S1315において、ブースタ圧力スイッチ734からブースタ圧力信号が取り込まれ、続いて、S1316において、その取り込まれたブースタ圧力信号に基づいてブースタ712が助勢限界状態にある（助勢限界への到達直後であるか否かを問わず、ブースタ712が助勢できない状態にある）か否かが判定される。具体的には、変圧室718の圧力が大気圧より低いためにブースタ圧力信号がOFF信号であれば、ブースタ712が助勢限界状態にはないと判定され、一方、変圧室718の圧力が大気圧に到達したためにブースタ圧力信号がON信号であれば、ブースタ712が助勢限界状態にあると判定される。

今回は、ブースタ712が助勢限界状態にはないと仮定すれば、判定がNOとなり、S1317において、増圧制御の終了処理が行われる。このS1317の詳細が終了処理ルーチンとして図102にフローチャートで示されている。この終了処理ルーチンにおいては、まず、S1341において、圧力制御弁22のソレノイド74にそれをOFFにする信号が出力され、S1342において、流入制御弁138のソレノイド116にそれをOFFにする信号が出力され、S13

43において、ポンプモータ114にそれをOFFにする信号が出力される。以上でこの終了処理ルーチンの一回の実行が終了し、それにより、ブレーキ効き特性制御ルーチンの一回の実行も終了する。

これに対して、今回は、ブースタ712が助勢限界状態にあると仮定すれば、S1316の判定がYESとなり、S1318において、増圧制御が行われる。このS1318の詳細が増圧制御ルーチンとして図103にフローチャートで示されている。この増圧制御ルーチンにおいては、まず、S1351において、マスタシリンダ液圧 $P_M$ の今回値に基づき、ブレーキシリンダ液圧 $P_B$ をマスタシリンダ液圧 $P_M$ より増圧すべき量、すなわち、マスタシリンダ14とブレーキシリンダ10との目標差圧 $\Delta P$ が決定される。ROMには、図64にグラフで示すように、マスタシリンダ液圧 $P_M$ の今回値の前記基準値 $P_{M0}$ （S1316の判定がNOからYESに変化したときのマスタシリンダ液圧 $P_M$ の高さ）からの増分 $IP_M$ と目標差圧 $\Delta P$ との関係が記憶されており、その関係に従って目標差圧 $\Delta P$ の今回値が決定されるのである。その関係は、ブースタ712の助勢限界後に、ブレーキシリンダ液圧 $P_B$ が操作力Fに対して助勢限界前と同じ勾配でリニアに増加する関係が実現されるように設定されている。

その後、S1352において、決定された目標差圧 $\Delta P$ に応じ、圧力制御弁22のソレノイド74に供給すべき電流値Iが決定される。目標差圧 $\Delta P$ とソレノイド電流値Iとの関係がROMに記憶されており、その関係に従って目標差圧 $\Delta P$ に対応するソレノイド電流値Iが決定されるのである。続いて、S1353において、圧力制御弁22のソレノイド74に、決定されたソレノイド電流値Iで電流が供給されることにより、圧力制御弁22が制御される。その後、S1354において、流入制御弁138が制御される。このS1354の詳細は流入制御弁制御ルーチンとして図65にフローチャートで表されている。

その後、図103のS1355において、ポンプモータ114にそれをONにする信号が出力される。それにより、ポンプ16によりリザーバ132から作動液が汲み上げられ、作動液が各ブレーキシリンダ10に吐出され、その結果、各ブレーキシリンダ10にマスタシリンダ液圧 $P_M$ より目標差圧 $\Delta P$ だけ高い液圧

が発生させられる。以上でこの増圧制御ルーチンの一回の実行が終了し、それにより、ブレーキ効き特性制御ルーチンの一回の実行も終了する。

以上、ブースタ圧力スイッチ 734 が正常である場合を説明したが、異常である場合には、図 101 の S1314 の判定が YES となり、S1319 以下のステップに移行する。

S1319 においては、フラグ F が 1 であるか否かが判定される。このフラグ F はコンピュータの電源投入に応じて 0 とされるフラグであり、今回は 1 ではないと仮定すれば、判定が NO となり、S1320 において、操作ストローク増加率  $dS/dP_M$  が演算される。この演算式は、操作ストローク S の今回値を  $S_{(n)}$ 、前回値を  $S_{(n-1)}$  とし、かつ、マスタシリンダ液圧  $P_M$  の今回値を  $P_{M(n)}$ 、前回値を  $P_{M(n-1)}$  とすれば、

$$dS/dP_M = (S_{(n)} - S_{(n-1)}) / (P_{M(n)} - P_{M(n-1)})$$

で表される。なお、この式において右辺の分数のうちの分子は、操作ストローク S の一定時間 T<sub>0</sub> 当たりの変化量を表し、一方、分母は、マスタシリンダ液圧  $P_M$  の一定時間 T<sub>0</sub> 当たりの変化量を表している。

その後、S1321 において、その演算された操作ストローク増加率  $dS/dP_M$  が設定値 X より大きいかが判定される。今回は大きくはないと仮定すれば、判定が NO となり、S1323 において、前記 S1317 におけると同様にして終了処理が行われ、続いて、S1324 において、前記フラグ F を 0 にするための信号が出力される。以上でこのブレーキ効き特性制御ルーチンの一回の実行が終了する。

これに対して、演算された操作ストローク増加率  $dS/dP_M$  が設定値 X より大きいと仮定すれば、S1321 の判定が YES となり、S1322 において、マスタシリンダ液圧  $P_M$  の今回値が基準値  $P_A$  より高いかが判定される。今回は、高くはないと仮定すれば、判定が NO となり、S1323 に移行するが、今回は、高いと仮定すれば、判定が YES となり、S1325 に移行する。この S1325 においては、ブースタ 712 が助勢限界の到達直後であると判定され、続いて、S1326 において、前記フラグ F が 1 とされる。すなわち、フラグ



Fは、1で、S 1 3 2 5において助勢限界の到達直後であると判定された後であることを示し、一方、0で、S 1 3 2 5において助勢限界の到達直後であると判定された後ではないことを示すフラグなのである。その後、S 1 3 2 7において、マスタシリンダ液圧 $P_M$ の今回値が前記基準値 $P_{M0}$ （ブースタ7 1 2が助勢限界の到達直後であると判定されたときのマスタシリンダ液圧 $P_M$ の高さ）としてRAMに格納され、続いて、S 1 3 2 8において、前記S 1 3 1 8におけると同様にして増圧制御が実行される。以上でこのブレーキ効き特性制御ルーチンの一回の実行が終了する。

その後、再び本ルーチンが実行されたならば、現在フラグFが1であるため、S 1 3 1 9の判定がYESとなり、S 1 3 2 0～S 1 3 2 2およびS 1 3 2 5～S 1 3 2 7がスキップされるとともに、S 1 3 2 9において、マスタシリンダ液圧 $P_M$ の今回値が前記基準値 $P_{M0}$ より高いか否か、すなわち、ブースタ7 1 2が助勢限界状態にあるか否か（助勢限界への到達直後ではないが、ブースタ7 1 2が助勢できない状態にある）が判定される。今回は、高いと仮定すれば、判定がYESとなり、S 1 3 2 8において増圧制御が行われ、一方、高くはないと仮定すれば、判定がNOとなり、S 1 3 2 3において終了処理が行われ、その後、S 1 3 2 4においてフラグFが0とされる。以上で本ルーチンの一回の実行が終了する。

以上の説明から明らかなように、本実施形態においては、操作ストロークセンサ7 3 2が「操作ストローク関連量センサ」の一例を構成し、マスタシリンダ液圧センサ8 0が「マスタシリンダ液圧関連量センサ」の一例を構成し、ECU 7 3 0のうち図1 0 1のS 1 3 1 1, S 1 3 1 2, S 1 3 1 9～S 1 3 2 2, S 1 3 2 4～S 1 3 2 7およびS 1 3 2 9を実行する部分が「倍力率低下判定手段」の一例を構成しているのである。また、その部分のうち、S 1 3 1 1, S 1 3 1 2, S 1 3 2 0, S 1 3 2 1, S 1 3 2 2およびS 1 3 2 5を実行する部分が「助勢限界到達判定手段」の一例を構成し、また、S 1 3 1 9, S 1 3 2 4, S 1 3 2 6, S 1 3 2 7およびS 1 3 2 9を実行する部分が「助勢限界状態判定手段」の一例を構成しているのである。また、ブースタ圧力スイッチ7 3 4およびマ

スタシリンダ液圧センサ 80 (センサ部) と、ECU 730 のうち図 101 の S1313 ~ S1318, S1323 および S1328 を実行する部分 (制御部) と、圧力制御弁 22, ポンプ 16, ポンプモータ 114 および流入制御弁 138 (アクチュエータ部) とが互いに共同して「増圧装置」の一例を構成しているのである。また、ECU 730 のうち図 102 の S1343 および図 103 の S1355 を実行する部分が「ポンプ作動装置」の一例を構成しているのである。

次に、本発明の第 25 実施形態を説明する。

図 106 には、本実施形態である 4 輪車両用ブレーキ装置が示されている。ブレーキ装置は、先のいくつかの実施形態と同様に、ブレーキペダル 32 とマスタシリンダ 14 との間にブースタとしてのバキュームブースタ (以下、単に「ブースタ」という。) 812 を備えている。ブレーキ装置はさらに、アンチロック制御装置と効き特性制御装置とを備えている。アンチロック制御装置は、車両制動時に各輪のロック傾向が過大となることを防止する装置である。このアンチロック制御装置は、ポンプ 16 を有し、そのポンプ 16 により作動液をブレーキ液圧回路内において還流させる。

前述のように、ブースタ 812 には助勢限界があるため、図 107 にグラフで示すように、マスタシリンダ液圧  $P_M$  がブレーキ操作力  $F$  に対して常に同じ勾配で増加するわけではない。そのため、ブレーキ操作力  $F$  を時間  $t$  と共にほぼ同じ勾配で増加させる場合には、ブレーキシリンダ液圧  $P_B$  が図 108 にグラフで示すように時間的に変化することになる。これに対して、効き特性制御装置は、ブースタ 812 の助勢限界後にその助勢不足が補われ、その結果、ブレーキシリンダ液圧  $P_B$  が図 109 にグラフで示す時間的な変化を示すように、ブレーキ操作力  $F$  とブレーキシリンダ液圧  $P_B$  すなわち車体減速度  $G$  との関係であるブレーキの効き特性を制御する。効き特性制御装置は、その効き特性を上記ポンプ 16 を利用して制御する。すなわち、ポンプ 16 がアンチロック制御装置と効き特性制御装置とに共用されているのである。

マスタシリンダ 14 は、タンデム型であり、マスタシリンダハウジング 14e に 2 個の加圧ピストン 14a, 14b が互いに直列にかつ各々摺動可能に嵌合さ

れ、それにより、マスタシリンダハウジング 1 4 e 内に各加圧ピストン 1 4 a, 1 4 b の前方において各加圧室 1 4 c, 1 4 d が互いに独立して形成されている。このマスタシリンダ 1 4 は、ブースタ 8 1 2 を介してブレーキペダル 3 2 に連携させられている。

ブースタ 8 1 2 は、ブースタハウジング 8 1 2 a 内の空間がパワーピストン 8 1 2 b により、負圧源としてのエンジン吸気管に連通した負圧室 8 1 2 c と、その負圧室 8 1 2 c と大気とに選択的に連通させられる変圧室 8 1 2 d とに仕切られ、それら負圧室 8 1 2 c と変圧室 8 1 2 d との差圧によるパワーピストン 8 1 2 b の作動力によってマスタシリンダ 1 4 を作動させる。それにより、ブレーキペダル 3 2 の操作力 F がブースタ 8 1 2 により助勢されてマスタシリンダ 1 4 に伝達され、その助勢された操作力 F に応じた高さの液圧が各加圧室 1 4 c, 1 4 d に発生させられる。

マスタシリンダ 1 4 の一方の加圧室 1 4 c には左前輪 F L および右後輪 R R 用の第 1 ブレーキ系統が接続され、他方の加圧室 1 4 d には右前輪 F R および左後輪 R L 用の第 2 ブレーキ系統が接続されている。すなわち、このブレーキ装置はダイヤゴナル 2 系統式なのである。それら 2 つのブレーキ系統は、構成が先の第 2 4 実施形態におけると共通するため、同一の符号を使用することによって詳細な説明を省略する。

図 1 1 0 には、ブレーキ装置の電氣的構成が示されている。ブレーキ装置は、CPU, ROM および RAM を含むコンピュータを主体とする ECU (電子制御ユニット) 8 1 8 を備えている。ROM にブレーキ効き特性制御ルーチン (図 1 1 1 ~ 図 1 1 2 にフローチャートで表されている), 操作ストローク変化量検出ルーチン (図 1 1 3 にフローチャートで表されている) およびアンチロック制御ルーチン (図示しない) を始めとする各種ルーチンが記憶されており、それらルーチンが CPU により RAM を使用しつつ実行されることにより、効き特性制御とアンチロック制御とがそれぞれ実行される。

ECU 8 1 8 の入力側には、前記操作ストロークセンサ 7 3 2, ブースタ圧力スイッチ 7 3 4 および車輪速センサ 1 1 2 が接続されている。

一方、ECU 818の出力側には、前記ポンプモータ114が接続され、そのポンプモータ114にモータ駆動信号が出力される。ECU 818の出力側にはさらに、前記圧力制御弁22のソレノイド74と、前記流入制御弁138、増圧弁40および減圧弁50の各ソレノイド116も接続されている。各ソレノイド74、116には、ON/OFF駆動するためのON/OFF駆動信号が出力される。

ここで、ECU 818による効き特性制御を説明するが、まず、概略的に説明する。

図114には、効き特性制御装置の構成が機能ブロック図で示されている。ECU 818のうち効き特性制御装置に係る部分が図において破線の枠内に示されている。効き特性制御装置は、ブースタ圧力スイッチ734に接続された助勢限界判定手段820を備えている。助勢限界判定手段820は、ブースタ圧力スイッチ734の出力信号に基づき、ブースタ812の負圧室812dの圧力が大気圧に上昇したときに、ブースタ812が助勢限界に到達したと判定する。この助勢限界判定手段820には、ブースタ812が助勢限界に到達したと判定されたときにブレーキシリンダ10の増圧制御の開始を指令する増圧制御開始手段822に接続されている。すなわち、本実施形態においては、ブースタ812が助勢限界に到達することが「増圧開始条件」なのである。

効き特性制御装置はさらに、圧力制御モード決定手段824を備えている。この圧力制御モード決定手段824は、ブレーキシリンダ液圧 $P_B$ の圧力制御モードを急増圧モード、緩増圧モード、保持モード、緩減圧モードおよび急減圧モードの中から決定する。この圧力制御モード決定手段824は、汲み上げ停止部826と変化量演算部828とモード決定部829とを備えている。

汲み上げ停止部826は、流入制御弁138に接続され、増圧制御中に、流入制御弁138のソレノイド116のON/OFF状態を、図115にタイムチャートで示すように、時間 $t$ と共に変化させる。具体的には、汲み上げ停止部826は、増圧制御中、ソレノイド116を設定時間 $T_1$ の間、OFF状態にすることにより、作動液がマスタシリンダ14からポンプ16に流入することを阻止し

、それにより、ポンプ 16 がその回転状態にもかかわらず作動液をマスタシリンダ 14 から汲み上げることを停止させる。その後、汲み上げ停止部 826 は、ソレノイド 116 を設定時間  $T_2$  の間、ON 状態にすることにより、作動液がマスタシリンダ 14 からポンプ 16 に流入し、それにより、ポンプ 16 がその回転状態で作動液をマスタシリンダ 14 から汲み上げることを許容する。その後、汲み上げ停止部 826 は、ソレノイド 116 を OFF 状態と ON 状態とに交互に切り換えることを、ポンプ 16 による増圧が不要となるまで繰り返す。

これに対して、変化量演算部 828 は、汲み上げ停止部 826 と同期的に作動し、操作ストロークセンサ 732 により操作ストローク  $S$  を、図 115 に示すように、ソレノイド 116 の OFF 状態継続期間の開始時には開始時操作ストローク  $S_s$  として、終了時には終了時操作ストローク  $S_e$  としてそれぞれ検出する。検出された開始時操作ストローク  $S_s$  および終了時操作ストローク  $S_e$  は、図 116 に概念的に示すように、ECU 818 のコンピュータの RAM の  $S_s$  メモリおよび  $S_e$  メモリ（記憶領域）にストアされる。さらに、変化量演算部 828 は、図 115 に示すように、終了時操作ストローク  $S_e$  から開始時操作ストローク  $S_s$  を引き算することによって変化量  $\Delta S$  を演算する。変化量  $\Delta S$  は、汲み上げ停止部 826 による汲み上げ停止が行われる毎に演算される。演算された複数の変化量  $\Delta S$  のうち最新の 3 個の変化量  $\Delta S$  のみが、図 116 に示すように、 $\Delta S_n$  メモリ、 $\Delta S_{n-1}$  メモリおよび  $\Delta S_{n-2}$  メモリにストアされる。3 個の変化量  $\Delta S$  のうち最新値  $\Delta S_n$  は  $\Delta S_n$  メモリ、前回値  $\Delta S_{n-1}$  は  $\Delta S_{n-1}$  メモリ、前々回値  $\Delta S_{n-2}$  は  $\Delta S_{n-2}$  メモリにそれぞれストアされるのである。

本実施形態においては、増圧開始条件の成立後、流入制御弁 138 によるポンプ 16 の汲み上げ停止が一定の周期  $T$ 。 ( $= T_1 + T_2$ ) で行われるとともに、設定時間  $T_1$  の長さが、各回の汲み上げ停止期間の間で互いに等しく設定されている。すなわち、設定時間  $T_1$  は、常に長さが変化しないものとして設定されているのである。したがって、本実施形態においては、変化量  $\Delta S$  が操作状態量としての操作ストローク  $S$  の「変化勾配」に 1 対 1 に対応することになるのである。

モード決定部 829 は、演算された変化量  $\Delta S$  に基づいて圧力制御モードを決定する。ただし、モード決定部 829 は、上記 3 個の変化量  $\Delta S$  の合計値である合計変化量  $\Sigma$  に基づいて圧力制御モードを決定する。図 115 の例では、一連の増圧制御における 1 番目の変化量  $\Delta S_1$  と 2 番目の変化量  $\Delta S_2$  と 3 番目の変化量  $\Delta S_3$  との和が 1 番目の合計変化量  $\Sigma$  とされる。モード決定部 829 は、具体的には、図 117 に表形式で示すように、合計変化量  $\Sigma$  が第 1 基準値  $+\Sigma_1$  より大きい場合には、急増圧モードを選択し、合計変化量  $\Sigma$  が第 1 基準値  $+\Sigma_1$  以下であり、かつ、第 2 基準値  $+\Sigma_2$  ( $< +\Sigma_1$ ) より大きい場合には、緩増圧モードを選択する。また、合計変化量  $\Sigma$  が、第 2 基準値  $+\Sigma_2$  以下であり、かつ、第 3 基準値  $-\Sigma_3$  以上である場合には、保持モードを選択し、第 3 基準値  $-\Sigma_3$  より小さく、かつ、第 4 基準値  $-\Sigma_4$  ( $< -\Sigma_3$ ) 以上である場合には、緩減圧モードを選択し、第 4 基準値  $-\Sigma_4$  より小さい場合には、急減圧モードを選択する。

図 114 に示すように、効き特性制御装置はさらに、アクチュエータ制御状態決定手段 830 を備えている。このアクチュエータ制御状態決定手段 830 は、圧力制御モード決定手段 824 により上記のようにして決定された圧力制御モードに基づき、圧力制御弁 22、増圧弁 40、減圧弁 50 (以下、それらを「弁装置」と総称する。) およびポンプモータ 114 のそれぞれの制御状態を決定する。具体的には、アクチュエータ制御状態決定手段 830 は、図 117 に示すように、弁装置 22、40、50 の ON/OFF 状態を決定するとともに、ポンプモータ 114 のデューティ比を決定する。デューティ比は、図 118 にタイムチャートで示すように、ポンプモータ 114 をデューティ制御する際の制御周期  $T_{cl}$  に対するポンプモータ 114 の ON 状態継続時間  $T_{on}$  の比率と定義されている。

決定された圧力制御モードが急増圧モードまたは緩増圧モードである場合にはいずれも、図 117 に示すように、圧力制御弁 22 は ON 状態、増圧弁 40 は OFF 状態、減圧弁 50 も OFF 状態とされる。この状態では、ポンプ 16 から吐出された作動液がすべてブレーキシリンダ 10 に供給され、それにより、ブレー

キシリンダ 10 が増圧される。ただし、決定された圧力制御モードが急増圧モードである場合において、緩増圧モードである場合におけるより、デューティ比が大きく決定される。本実施形態においては、決定された圧力制御モードが急増圧モードである場合には、第 1 設定値として 100 (%) とされるのに対して、緩増圧モードである場合には、第 2 設定値として 30 (%) とされる。したがって、弁装置 22, 40, 50 が同じ状態で制御されるにもかかわらず、決定された圧力制御モードが急増圧モードである場合において緩増圧モードである場合におけるより、ポンプ 16 の吐出量が増加し、その結果、ブレーキシリンダ 10 の増圧勾配が増加することになる。

これに対して、決定された圧力制御モードが保持モードである場合には、急増圧モードおよび緩増圧モードである場合と同様に、圧力制御弁 22 は ON 状態、増圧弁 40 は OFF 状態、減圧弁 50 も OFF 状態とされるが、デューティ比が第 3 設定値としての 0 (%) とされる。その結果、ポンプ 16 から作動液が吐出されず、よって、ブレーキシリンダ液圧  $P_B$  が保持される。

また、決定された圧力制御モードが緩減圧モードまたは急減圧モードである場合にはいずれも、増圧弁 40 は OFF 状態、減圧弁 50 も OFF 状態とされるとともに、デューティ比が第 4 設定値としての 0 (%) とされ、ポンプ 16 から作動液が吐出されない。ただし、決定された圧力制御モードが緩減圧モードである場合には、圧力制御弁 22 がデューティ制御されて ON 状態と OFF 状態とに交互に切り換えられるのに対し、決定された圧力制御モードが急減圧モードである場合には、圧力制御弁 22 が OFF 状態に維持される。したがって、決定された圧力制御モードが急減圧モードである場合において緩減圧モードである場合におけるより、ブレーキシリンダ 10 からマスタシリンダ 14 に戻る作動液の量が増加し、ブレーキシリンダ 10 の減圧勾配も増加することになる。

以上、図 114 に示すアクチュエータ制御状態決定手段 830 を説明したが、効き特性制御装置は、さらに、そのアクチュエータ制御状態決定手段 830 に接続された制御手段 832 を備えている。この制御手段 832 は、前記増圧制御開始手段 822 にも接続されており、増圧制御の開始が指令されたならば、決定さ

れた圧力制御モードおよびデューティ比が実現されるように、弁装置 22, 40, 50 とポンプモータ 114 とを制御する。

以上概略的に説明した効き特性制御は図 111～図 112 にフローチャートで表されているブレーキ効き特性制御ルーチンと図 113 にフローチャートで表されている操作ストローク変化量検出ルーチンとによって実行される。

図 111～図 112 のブレーキ効き特性制御ルーチンは、運転者により車両のイグニションスイッチが ON 状態に操作された後、繰り返し実行される。各回の実行時にはまず、S1401 において、ブースタ圧力スイッチ 734 からブースタ圧力信号が取り込まれる。次に、S1402 において、そのブースタ圧力信号に基づき、前述のようにして、ブースタ 812 が助勢限界に到達したか否かが判定される。今回は、ブースタ 812 が助勢限界に到達してはいないと仮定すれば、判定が NO となり、S1403 において、弁装置 22, 40, 50 のソレノイド 74, 116 にそれぞれを OFF する信号が出力され、それにより、圧力制御弁 22 は開状態、増圧弁 40 も開状態、減圧弁 50 は閉状態とされる。続いて、S1404 において、流入制御弁 138 のソレノイド 116 にそれを OFF する信号が出力され、それにより、流入制御弁 138 が閉状態とされる。その後、S1405 において、ポンプモータ 114 にそれを OFF する信号が出力される。以上で本ルーチンの一回の実行が終了する。

これに対して、ブースタ 812 が助勢限界に到達したと仮定すれば、S1402 の判定が YES となり、S1406 において、前述のようにして圧力制御モードが決定される。

この S1406 の詳細が圧力制御モード決定ルーチンとして図 112 にフローチャートで表されている。まず、S1421 において、RAM に 3 個の変化量  $\Delta S_{n-2}$  (前々回値),  $\Delta S_{n-1}$  (前回値) および  $\Delta S_n$  (最新値) がストアされているか否かが判定される。未だ全部はストアされていないと仮定すれば、判定が NO となり、S1422 において、今回はモード決定が不可能であると判定され、S1423 において、圧力制御モードに暫定モードが決定される。暫定モードは例えば緩増圧モードである。以上で本ルーチンの一回の実行が終了する。こ



れに対して、今回は、RAMに3個の変化量 $\Delta S_{n-2}$ 、 $\Delta S_{n-1}$ および $\Delta S_n$ がストアされていると仮定すれば、S1421の判定がYESとなり、S1424において、それら3個の変化量 $\Delta S_{n-2}$ 、 $\Delta S_{n-1}$ および $\Delta S_n$ がRAMから読み込まれ、S1425において、それら3個の変化量 $\Delta S_{n-2}$ 、 $\Delta S_{n-1}$ および $\Delta S_n$ の和が合計変化量 $\Sigma$ として演算される。その後、S1426において、その合計変化量 $\Sigma$ に応じて圧力制御モードが前述のように、図117に示す関係に従って決定される。以上で本ルーチンの一回の実行が終了する。

その後、図111のS1407において、上記決定された圧力制御モードに基づき、かつ、図117に示す関係に従って弁装置22、40、50の制御状態が決定され、S1408において、上記決定された圧力制御モードに基づき、かつ、図117に示す関係に従ってポンプモータ114のデューティ比が決定される。続いて、S1409において、弁装置22、40、50が上記決定された制御状態が実現されるように制御される。続いて、S1410において、流入制御弁138が制御される。このS1413の詳細は、流入制御弁制御ルーチンとして図65にフローチャートで表されている。

以上、ブレーキ効き特性制御ルーチンを説明したが、次に、図113の操作ストローク変化量検出ルーチンを説明する。

本ルーチンは、ポンプ16による増圧が必要である間、すなわち、ブースタ812が助勢限界にあると判定されてから、助勢限界にないと判定されるまでの間、設定時間 $T_0$ の周期で繰り返し実行される。各回の実行時にはまず、S1501において、流入制御弁138のソレノイド116にそれをOFFする信号が出力される。なお、ソレノイド116は、本ルーチンのみならず先の流入制御弁制御ルーチンによっても制御され、流入制御弁制御ルーチンにより流入制御弁138がONされている状態で、本ルーチンにより流入制御弁138をOFF状態に切り換える要求が出される場合が想定される。本実施形態においては、そのような場合には、本ルーチンによるOFF状態切換要求の方が優先して実行される。

次に、S1502において、開始時操作ストローク $S_0$ が検出される。具体的

には、操作ストロークセンサ 7 3 2 から操作ストローク信号が取り込まれ、その信号に基づいて開始時操作ストローク  $S_s$  が演算される。演算された開始時操作ストローク  $S_s$  は RAM にストアされる。その後、S 1 5 0 3 において、設定時間  $T_1$  が経過するのが待たれ、経過したならば、S 1 5 0 4 において、終了時操作ストローク  $S_e$  が、開始時操作ストローク  $S_s$  の場合と同様にして検出され、RAM にストアされる。

続いて、S 1 5 0 5 において、検出された終了時操作ストローク  $S_e$  から、検出された開始時操作ストローク  $S_s$  を引き算することにより、今回の変化量  $\Delta S$  が演算される。その後、S 1 5 0 6 において、前記  $S_{n-1}$  メモリにストアされている変化量  $\Delta S_{n-1}$  が前記  $S_{n-2}$  メモリにストアされ、前記  $S_n$  メモリにストアされている変化量  $\Delta S_n$  が  $S_{n-1}$  メモリにストアされ、S 1 5 0 5 において演算された最新の変化量  $\Delta S$  が  $S_n$  メモリにストアされる。最新の変化量  $\Delta S$  が演算される毎に、最新の 3 個の変化量  $\Delta S_n$ 、 $\Delta S_{n-1}$  および  $\Delta S_{n-2}$  の各値が更新されるのである。

続いて、S 1 5 0 7 において、流入制御弁 1 3 8 のソレノイド 1 1 6 にそれを OFF するための信号の出力が解除される。それにより、以後、ソレノイド 1 1 6 の ON/OFF 状態が流入制御弁制御ルーチンの実行に依存することになり、流入制御弁制御ルーチンが ON 状態への切換要求を出していれば、流入制御弁 1 3 8 が ON 状態とされ、OFF 状態への切換要求を出していれば、流入制御弁 1 3 8 が OFF 状態とされることになる。以上で本ルーチンの一回の実行が終了する。

本ルーチンの実行周期は、上述のように、設定時間  $T_0$  であるが、これは、前記設定時間  $T_1$  と  $T_2$  との和と等しくされている。一方、流入制御弁制御ルーチンにより流入制御弁 1 3 8 が ON されている場合には、本ルーチンによって流入制御弁 1 3 8 が、本ルーチンの 1 回の実行周期において設定時間  $T_1$  の間 OFF される。したがって、この場合には、流入制御弁 1 3 8 が本ルーチンの一回の実行周期のうち残りの時間、すなわち、 $T_0 - T_1$ 、ON され、結局、流入制御弁 1 3 8 は設定時間  $T_2$  の間 ON されることとなる。

前記アンチロック制御ルーチンは、車輪速センサ 112 により各輪の車輪速および車体の走行速度を監視しつつ、増圧弁 40 は開状態、減圧弁 50 は閉状態とする増圧状態、増圧弁 40 も減圧弁 50 も閉状態とする保持状態および増圧弁 40 は閉状態、減圧弁 50 は開状態とする減圧状態を選択的に実現することにより、車両制動時に各輪がロックすることを防止する。さらに、アンチロック制御ルーチンは、アンチロック制御中ポンプモータ 114 を作動させ、ポンプ 16 によりリザーバ 98 から作動液を汲み上げて主通路 48 に戻す。

このアンチロック制御ルーチンは、ブレーキ効き特性制御ルーチンの実行の有無を問わず実行される。したがって、効き特性制御の実行中であって、ポンプ 16 による各ブレーキシリンダ 10 の増圧によって各輪のロック傾向が過大となれば、アンチロック制御ルーチンが実行され、その結果、各輪のブレーキの作動力が過大にならずに済む。

以上の説明から明らかなように、ECU 818 のうち図 111 の S1401 および S1402 を実行する部分が助勢限界判定手段 820 および増圧開始制御手段 322 に対応し、S1406 を実行する部分が圧力制御モード決定手段 824 に対応し、図 113 の S1501, S1503 および S1507 を実行する部分が汲み上げ停止部 826 に対応し、図 112 の S1421, S1424 および S1425 と図 113 の S1502 および S1504～S1506 とが変化量演算部 828 に対応し、図 112 の S1422, S1423 および S1426 を実行する部分がモード決定部 829 に対応し、図 111 の S1407 および S1408 がアクチュエータ制御状態決定手段 830 に対応し、図 111 の S1403～S1405, S1409 および S1411 を実行する部分が制御手段 832 に対応しているのである。

また、本実施形態においては、操作ストロークセンサ 732 が「操作状態量検出手段」を構成し、また、ブースタ圧力スイッチ 734（センサ部）と、圧力制御弁 22, 増圧弁 40, 減圧弁 50, ポンプ 16 およびポンプモータ 114（アクチュエータ部）と、ECU 818 のうち効き特性制御に関連する部分（制御部）とが互いに共同して「増圧装置」を構成しているのである。また、汲み上げ停

止部 8 2 6 が「汲み上げ停止手段」を構成するとともに「流入制御弁利用型汲み上げ停止手段」を構成し、また、変化量演算部 8 2 8、モード決定部 8 2 9、アクチュエータ制御状態決定手段 8 3 0 および制御手段 8 3 2 が互いに共同して「変化勾配依拠型制御手段」を構成するとともに「増圧勾配制御手段」を構成しているのである。

次に、本発明の第 2 6 実施形態を説明する。ただし、本実施形態は先の第 2 5 実施形態と共通する要素が多いため、共通する要素については同一の符号を使用することによって詳細な説明を省略し、異なる要素についてのみ説明する。

図 1 1 9 には、本実施形態であるブレーキ装置の系統図が示されている。本実施形態においては、前記操作ストロークセンサ 7 3 2 に代えて、ブレーキペダル 3 2 の操作力  $F$  を検出し、その操作力  $F$  の大きさを規定する操作力信号を出力する操作力センサ 8 4 0 が設けられている。また、ブレーキ装置の電氣的構成については、図 1 2 0 に示すように、ECU 8 4 2 が前記 ECU 8 1 8 に代えて設けられている。図 1 2 1 には、本ブレーキ装置のうちの効き特性制御装置の構成が機能ブロック図で示されている。効き特性制御装置においては、汲み上げ停止部 8 4 4 と変化量演算部 8 4 6 とモード決定部 8 4 8 とを含む圧力制御モード決定手段 8 5 0 が、前記汲み上げ停止部 8 2 6 と変化量演算部 8 2 8 とモード決定部 8 2 9 とを含む圧力制御モード決定手段 8 2 4 に代えて設けられている。図 1 2 2 には、モード決定部 8 4 8 の機能を実現するために ECU 8 4 2 のコンピュータにより実行される圧力制御モード決定ルーチンがフローチャートで示されている。本ルーチンは先の第 2 5 実施形態における圧力制御モード決定ルーチン（図 1 1 2）と、操作ストローク  $S$  の変化量  $\Delta S$  が操作力  $F$  の変化量  $\Delta F$  に変更された点についてのみ異なり、他の点については共通するため、説明を省略する。ECU 8 4 2 のコンピュータの ROM には、図 1 2 3 にフローチャートで表されている操作力変化量検出ルーチンが記憶されている。本ルーチンは、先の第 2 5 実施形態における操作ストローク変化量検出ルーチン（図 1 1 3）と、操作ストローク  $S$  が操作力  $F$  に変更された点についてのみ異なり、他の点については共通するため、説明を省略する。

以上の説明から明らかなように、ECU 842のうち図111のS1401およびS1402を実行する部分が助勢限界判定手段820および増圧制御開始手段822に対応し、S1406を実行する部分が圧力制御モード決定手段824に対応し、図123のS1701、S1703およびS1707を実行する部分が汲み上げ停止部826に対応し、図122のS1601、S1604およびS1605と図123のS1702およびS1704～S17306とが変化量演算部828に対応し、図122のS1602、S1603およびS1606を実行する部分がモード決定部829に対応し、図111のS1407およびS1408がアクチュエータ制御状態決定手段830に対応し、図111のS1403～S1405、S1409およびS1411を実行する部分が制御手段832に対応しているのである。

また、本実施形態においては、操作力センサ840が「操作状態量検出手段」を構成し、また、ブースタ圧力スイッチ734（センサ部）と、圧力制御弁22、増圧弁40、減圧弁50、ポンプ16およびポンプモータ114（アクチュエータ部）と、ECU 842のうち効き特性制御に関連する部分（制御部）とが互いに共同して「増圧装置」を構成しているのである。また、汲み上げ停止部844が「汲み上げ停止手段」を構成するとともに「流入制御弁利用型汲み上げ停止手段」を構成し、また、変化量演算部846、モード決定部848、アクチュエータ制御状態決定手段830および制御手段832が互いに共同して「変化勾配依拠型制御手段」を構成するとともに「増圧勾配制御手段」を構成しているのである。

以上、本発明のいくつかの実施形態を図面に基ついて詳細に説明したが、それらの他にも、特許請求の範囲を逸脱することなく、当業者の知識に基づいて種々の変形、改良を施した形態で本発明を実施することができるのはもちろんである。

## 請求の範囲

1. 運転者により操作されるブレーキ操作部材と、

そのブレーキ操作部材の操作に基づいて液圧を発生させるマスタシリンダと、

そのマスタシリンダと主通路により接続され、その主通路から供給される液圧によって作動するブレーキシリンダを有し、車輪の回転を抑制するブレーキと、

前記マスタシリンダの液圧より高い液圧を前記ブレーキシリンダに発生させる増圧装置であって、

(a) 前記主通路の途中に設けられ、マスタシリンダとブレーキシリンダとの間における作動液の双方向の流れを許容する第1状態と、少なくともブレーキシリンダからマスタシリンダへ向かう作動液の流れを阻止する第2状態とを含む複数の状態に切り換わる流通制御装置と、

(b) 主通路のうちその流通制御装置と前記ブレーキシリンダとの間の部分に補助通路により接続された液圧源と、

(c) 前記ブレーキ操作部材の操作中であって、前記マスタシリンダの液圧より高い液圧を前記ブレーキシリンダに発生させることが必要である場合に、前記液圧源に作動液を供給させる液圧源制御装置と、

(d) 前記ブレーキシリンダの液圧を、前記マスタシリンダの液圧より高い状態において前記ブレーキ操作部材の操作力に応じて変化させる変圧装置と

を有する増圧装置と

を含むことを特徴とするブレーキ装置。

2. 前記流通制御装置および前記変圧装置が、前記主通路に設けられた圧力制御装置であって、前記液圧源から作動液が供給されている状態では、圧力制御装置よりブレーキシリンダ側の第2液圧がマスタシリンダ側の第1液圧より高いがその差が目標差圧以下であれば前記第2状態に切り換わり、第2液圧が第1液圧よ

り高くかつその差が前記目標差圧より大きくなろうとすれば前記第 1 状態に切り換わることにより、第 2 液圧を第 1 液圧より高くかつその差が前記目標差圧となるように制御する圧力制御装置により構成されている請求の範囲第 1 項に記載のブレーキ装置。

3. さらに、前記ブレーキ操作部材と前記マスタシリンダとの間に設けられ、ブレーキ操作部材の操作力を倍力してマスタシリンダに伝達するブースタを含み、前記液圧源制御装置が、そのブースタによる倍力が正常でない場合に、前記液圧源に作動液を供給させるブースタ倍力異常時制御手段を含む請求の範囲第 1 項に記載のブレーキ装置。

4. 前記圧力制御装置が、(a) 前記主通路におけるマスタシリンダ側とブレーキシリンダ側との間の作動液の流通状態を制御する弁子および弁座と、それら弁子および弁座の少なくとも一方に、それら弁子と弁座との相対移動を制御するために作用する磁気力を発生させる磁気力発生手段とを有し、その磁気力に基づいて前記目標差圧が変化する電磁式圧力制御弁と、(b) 前記磁気力を制御する磁気力制御装置とを含む請求の範囲第 2 項に記載のブレーキ装置。

5. 前記液圧源が、作動液を吸入側から吸入して吐出側に吐出するポンプであって、その吐出側が前記補助通路により前記主通路に接続されているものを含み、当該ブレーキ装置が、さらに、前記ブレーキシリンダの液圧を自動制御する自動液圧制御装置であって、(a) 前記ポンプの吸入側とポンプ通路により接続され、作動液を蓄えるリザーバと、(b) 前記主通路のうち前記補助通路との接続点と前記ブレーキシリンダとの間の部分に接続され、ブレーキシリンダを前記ポンプの吐出側に連通させる状態と前記リザーバに連通させる状態とを含む複数の状態を選択的に実現する電磁液圧制御装置とを有するものを含み、かつ、前記磁気力制御装置が、その自動液圧制御装置による自動制御時に、前記圧力制御装置において弁子が弁座に着座し続けることにより前記ポンプから前記マスタシリンダへ向

かう作動液の流れが阻止されるように前記磁気力を制御する自動制御時磁気力制御装置を含む請求の範囲第 4 項に記載のブレーキ装置。

6. 前記圧力制御装置が、(a) 前記主通路におけるマスタシリンダ側とブレーキシリンダ側との間の作動液の流通状態を制御する弁子および弁座と、(b) 前記第 1 液圧を大径部、第 2 液圧を小径部でそれぞれ互いに逆向きに受ける段付きのピストンであって、前記弁子および弁座の少なくとも一方に、それら弁子と弁座との相対移動を制御するために作用する機械的力を発生させるものとを有し、そのピストンの大径部および小径部のそれぞれの受圧面積と前記第 1 液圧とに基づいて前記目標差圧が変化する機械式圧力制御弁を含む請求の範囲第 2 項に記載のブレーキ装置。

7. 前記液圧源が、作動液を吸入側から吸入して吐出側に吐出するポンプであって、その吐出側が前記補助通路により前記主通路に接続されているものを含み、当該ブレーキ装置が、さらに、前記主通路のうち前記マスタシリンダと前記流通制御装置との間の部分である上流側部分と前記ポンプの吸入側とにそれぞれ接続され、その上流側部分の作動液をその液圧を低下させることなく前記ポンプの吸入側に導入する作動液導入装置を含む請求の範囲第 1 項に記載のブレーキ装置。

8. さらに、前記ブレーキ操作部材と前記マスタシリンダとの間に設けられ、ブレーキ操作部材の操作力を助勢してマスタシリンダに伝達するブースタを含み、前記液圧源制御装置が、そのブースタの助勢限界時に、前記液圧源に作動液を供給させるブースタ助勢限界時制御手段を含む請求の範囲第 1 項に記載のブレーキ装置。

9. 前記変圧装置が、前記ブースタの助勢限界時に、前記ブレーキシリンダの液圧を、そのブレーキシリンダの液圧の前記ブレーキ操作部材の操作力に対する変



化勾配がブースタの助勢限界前におけると実質的に同じとなるように変化させる手段を含む請求の範囲第 8 項に記載のブレーキ装置。

10. 前記増圧装置が、さらに、前記ブレーキ操作部材の操作力に関連する量を検出するブレーキ操作力関連量センサを含み、前記液圧源制御装置が、検出されたブレーキ操作力関連量が基準値に到達したときに、前記液圧源に作動液を供給させる基準値到達時制御手段を含む請求の範囲第 1 項に記載のブレーキ装置。

11. 前記ブレーキ操作力関連量センサが、車体減速度を検出する車体減速度センサを含む請求の範囲第 10 項に記載のブレーキ装置。

12. 前記ブレーキ操作力関連量センサが複数個設けられている請求の範囲第 10 項に記載のブレーキ装置。

13. 前記液圧源制御装置が、前記複数個のブレーキ操作力関連量センサのうち予め定められた少なくとも一つの第 1 センサが正常である場合には、その第 1 センサにより検出されたブレーキ操作力関連量が前記基準値に到達したときに、前記液圧源に作動液を供給させ、正常ではない場合には、前記複数個のブレーキ操作力関連量センサのうち第 1 センサとは異なる少なくとも一つの第 2 センサにより検出されたブレーキ操作力関連量が前記基準値に到達したときに、前記液圧源に作動液を供給させるフェイルセーフ手段を含む請求の範囲第 12 項に記載のブレーキ装置。

14. 前記複数個のブレーキ操作力関連量センサが、前記マスタシリンダの液圧を検出するマスタシリンダ液圧センサと、車体減速度を検出する車体減速度センサとを含み、前記第 1 センサが、前記マスタシリンダ液圧センサを含み、前記第 2 センサが、前記車体減速度センサを含む請求の範囲第 13 項に記載のブレーキ装置。

15. 前記液圧源制御装置が、前記複数個のブレーキ操作力関連量センサにより検出された複数のブレーキ操作力関連量がすべて各基準値に到達したときに、前記液圧源に作動液を供給させるフェイルセーフ手段を含む請求の範囲第12項に記載のブレーキ装置。

16. 前記複数個のブレーキ操作力関連量センサが、前記マスタシリンダの液圧を検出するマスタシリンダ液圧センサと、前記ブレーキ操作部材の操作を検出するブレーキ操作センサとを含み、前記フェイルセーフ手段が、前記マスタシリンダ液圧センサにより検出されたマスタシリンダ液圧が前記基準値に到達し、かつ、前記ブレーキ操作センサによりブレーキ操作が検出されたときに、前記液圧源に作動液を供給させる第1手段を含む請求の範囲第15項に記載のブレーキ装置。

17. 前記複数個のブレーキ操作力関連量センサが、さらに、車体減速度を検出する車体減速度センサを含み、前記第1手段が、前記ブレーキ操作センサが正常である場合には、前記マスタシリンダ液圧センサにより検出されたマスタシリンダ液圧が前記基準値に到達し、かつ、ブレーキ操作センサによりブレーキ操作が検出されたときに、前記液圧源に作動液を供給させ、ブレーキ操作センサが正常ではない場合には、前記マスタシリンダ液圧センサにより検出されたマスタシリンダ液圧が前記基準値に到達し、かつ、前記車体減速度センサにより検出された車体減速度が前記基準値に到達したときに、前記液圧源に作動液を供給させる第2手段を含む請求の範囲第16項に記載のブレーキ装置。

18. 前記増圧装置が、(a) 車両の停止状態を検出する停止状態検出手段と、(b) 車両の停止状態の検出時において非検出時におけるより、当該増圧装置の作動開始を困難にする作動開始制御手段とを含む請求の範囲第1項に記載のブレーキ装置。

19. 前記増圧装置が、さらに、前記ブレーキ操作部材の操作力に関連する量を検出するブレーキ操作力関連量センサを含み、前記液圧源制御装置が、検出されたブレーキ操作力関連量が基準値に到達したときに、前記液圧源に作動液を供給させる基準値到達時制御手段を含み、前記作動開始制御手段が、前記基準値を、前記ブレーキ操作力関連量の到達が前記停止状態検出手段による車両の停止状態の検出時において非検出時におけるより困難となるように設定する基準値設定手段を含む請求の範囲第18項に記載のブレーキ装置。

20. さらに、

負圧源に接続された負圧室とその負圧室と大気とに選択的に連通させられる変圧室との差圧によって前記ブレーキ操作部材の操作力を助勢して前記マスタシリンダに出力するバキュームブースタと、

前記負圧室と変圧室との少なくとも一方の圧力に関連する量を検出し、その量を規定する信号を出力するブースタ圧力関連量検出手段と、

少なくともそのブースタ圧力関連量検出手段の出力信号に基づき、前記変圧室の圧力が大気圧まで増加して前記バキュームブースタが助勢限界に達したか否かを判定する判定装置と

を含み、かつ、前記増圧装置が、その判定装置によりバキュームブースタが助勢限界に達したと判定された場合に前記ブレーキシリンダの液圧を増圧するものである請求の範囲第1項に記載のブレーキ装置。

21. さらに、前記マスタシリンダの液圧に関連する量を検出し、その量を規定する信号を出力するマスタシリンダ液圧関連量検出手段を含み、前記判定装置が、そのマスタシリンダ液圧関連量検出手段と前記ブースタ圧力関連量検出手段との出力信号に基づき、前記バキュームブースタが助勢限界に達したか否かを判定する手段を含む請求の範囲第20項に記載のブレーキ装置。

22. 前記ブースタ圧力関連量検出手段が、前記変圧室の圧力に関連する量を検出し、その量を規定する信号を出力する変圧室圧力関連量検出手段を含み、当該ブレーキ装置が、さらに、前記マスタシリンダの液圧に関連する量を検出し、その量を規定する信号を出力するマスタシリンダ液圧関連量検出手段を含み、前記判定装置が、それら変圧室圧力関連量検出手段とマスタシリンダ液圧関連量検出手段との出力信号に基づき、前記バキュームブースタが助勢限界に達したか否かを判定する第1判定手段を含む請求の範囲第20項に記載のブレーキ装置。

23. 前記第1判定手段が、前記マスタシリンダの液圧の、前記変圧室の圧力が基準値に達したときからの実際の増加量が、変圧室の圧力がその基準値から大気圧まで増加するまでに増加すると予想される量と等しくなったときに、前記バキュームブースタが助勢限界に達したと判定する手段を含む請求の範囲第22項に記載のブレーキ装置。

24. 前記ブースタ圧力関連量検出手段が、前記変圧室の圧力に関連する量を検出し、その量を規定する信号を出力する変圧室圧力関連量検出手段を含み、前記判定装置が、その変圧室圧力関連量検出手段の出力信号に基づき、前記変圧室の圧力が大気圧まで増加したときに前記バキュームブースタが助勢限界に達したと判定する第2判定手段を含む請求の範囲第20項に記載のブレーキ装置。

25. 前記ブースタ圧力関連量検出手段が、前記負圧室の圧力に関連する量を検出し、その量を規定する信号を出力する負圧室圧力関連量検出手段を含み、当該ブレーキ装置が、さらに、前記マスタシリンダの液圧に関連する量を検出し、その量を規定する信号を出力するマスタシリンダ液圧関連量検出手段を含み、前記判定装置が、それら負圧室圧力関連量検出手段とマスタシリンダ液圧関連量検出手段との出力信号に基づき、前記バキュームブースタが助勢限界に達したか否かを判定する第3判定手段を含む請求の範囲第20項に記載のブレーキ装置。

26. 前記第3判定手段が、前記マスタシリンダの実際の液圧が、前記負圧室の実際の圧力の下で前記変圧室の圧力が大気圧まで増加したときにとることが予想される高さに増加したときに、前記バキュームブースタが助勢限界に達したと判定する手段を含む請求の範囲第25項に記載のブレーキ装置。

27. 前記ブースタ圧力関連量検出手段が、前記負圧室と変圧室との少なくとも一方の圧力を受けて作動するとともに、その圧力が設定値より高いときとそうでないときとで異なる2つの信号を出力する圧力スイッチを含む請求の範囲第20項に記載のブレーキ装置。

28. 前記マスタシリンダ液圧関連量検出手段が、車体減速度を前記マスタシリンダの液圧に関連する量として検出し、その量を規定する信号を出力する車体減速度検出手段を含む請求の範囲第21項または第25項に記載のブレーキ装置。

29. 前記マスタシリンダ液圧関連量検出手段が、(a) 車体減速度を前記マスタシリンダの液圧に関連する量として検出し、その量を規定する信号を出力する車体減速度検出手段と、(b) 前記マスタシリンダの液圧に関連する量であって前記車体減速度より直接にマスタシリンダの液圧に関連する量を検出し、その量を規定する信号を出力するマスタシリンダ液圧直接関連量検出手段とを含み、前記判定装置が、そのマスタシリンダ液圧直接関連量検出手段が正常である場合に、そのマスタシリンダ液圧直接関連量検出手段と前記ブースタ圧力関連量検出手段との出力信号に基づいて前記助勢限界の判定を行う一方、マスタシリンダ液圧直接関連量検出手段が異常である場合に、前記車体減速度検出手段と前記ブースタ圧力関連量検出手段との出力信号に基づいて前記助勢限界の判定を行うものである請求の範囲第21項または第25項に記載のブレーキ装置。

30. 前記マスタシリンダ液圧関連量検出手段が、(a) 車体減速度を前記マスタ

シリンダの液圧に関連する量として検出し、その量を規定する信号を出力する車体減速度検出手段と、(b) 前記マスタシリンダの液圧に関連する量であって前記車体減速度より直接にマスタシリンダの液圧に関連する量を検出し、その量を規定する信号を出力するマスタシリンダ液圧直接関連量検出手段とを含み、前記第 1 判定手段が、そのマスタシリンダ液圧直接関連量検出手段が正常である場合に、そのマスタシリンダ液圧直接関連量検出手段と前記変圧室圧力関連量検出手段との出力信号に基づき、前記マスタシリンダの液圧の、前記変圧室の圧力が基準値に達したときからの実際の増加量が、変圧室の圧力がその基準値から大気圧まで増加するまでに増加すると予想される量と等しくなったときに、前記バキュームブースタが助勢限界に達したと判定する一方、マスタシリンダ液圧直接関連量検出手段が異常である場合に、前記車体減速度検出手段と前記変圧室圧力関連量検出手段との出力信号に基づき、前記車体減速度の、前記変圧室の圧力が基準値に達したときからの実際の増加量が、変圧室の圧力がその基準値から大気圧まで増加するまでに増加すると予想される量と等しくなったときに、前記バキュームブースタが助勢限界に達したと判定するものである請求の範囲第 22 項に記載のブレーキ装置。

31. さらに、車体減速度を検出し、その車体減速度を規定する信号を出力する車体減速度検出手段を含み、前記判定装置が、前記ブースタ圧力関連量検出手段が異常である場合に、少なくとも前記車体減速度検出手段の出力信号に基づいて前記助勢限界の判定を行うものである請求の範囲第 20 項に記載のブレーキ装置。

32. さらに、

前記ブレーキ操作部材の操作力を助勢して前記マスタシリンダに出力するブースタと、

前記ブレーキ操作部材の操作ストロークに関連する量を検出する操作ストローク関連量センサと、

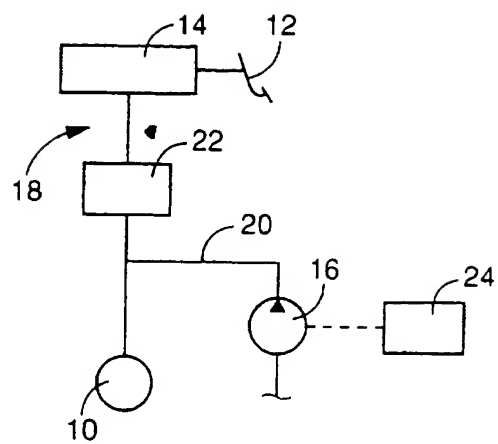
前記マスタシリンダの液圧に関連する量を検出するマスタシリンダ液圧関連量センサと、

それら操作ストローク関連量センサおよびマスタシリンダ液圧関連量センサからの信号に基づき、前記操作ストロークまたは前記マスタシリンダ液圧が基準値を超えている状態で、前記マスタシリンダ液圧の増加に対する前記操作ストロークの増加率が設定値を超えたときに、前記ブースタが助勢限界に到達したと判定する助勢限界到達判定手段と

を含み、前記増圧装置が、その助勢限界到達判定手段によりブースタが助勢限界に到達したと判定された場合に前記ブレーキシリンダの液圧を増圧するものである請求の範囲第1項に記載のブレーキ装置。

33. 前記マスタシリンダが、マスタシリンダハウジングに加圧ピストンが摺動可能に嵌合され、それにより、それらマスタシリンダハウジングと加圧ピストンとの間に加圧室が形成されたものであり、当該ブレーキ装置が、さらに、前記ブレーキ操作部材の操作力と操作ストロークとの少なくとも一方である操作状態量を検出する操作状態量検出手段を含み、前記増圧装置が、ブレーキ操作中において増圧開始条件の成立後に、少なくとも前記ブレーキシリンダから前記マスタシリンダに向かう作動液の流れを前記流通制御装置により阻止した状態で前記ポンプにより作動液をマスタシリンダの加圧室から汲み上げてブレーキシリンダに向かって吐出し、それにより、ブレーキシリンダの液圧をマスタシリンダの液圧より増圧するとともに、前記増圧開始条件の成立後に前記ポンプによる作動液の汲み上げを少なくとも1回一時的に停止させ、その汲み上げ停止中における前記操作状態量検出手段の少なくとも1個の検出値に基づいて前記ブレーキシリンダ液圧を制御するものである請求の範囲第7項に記載のブレーキ装置。

☒ 1





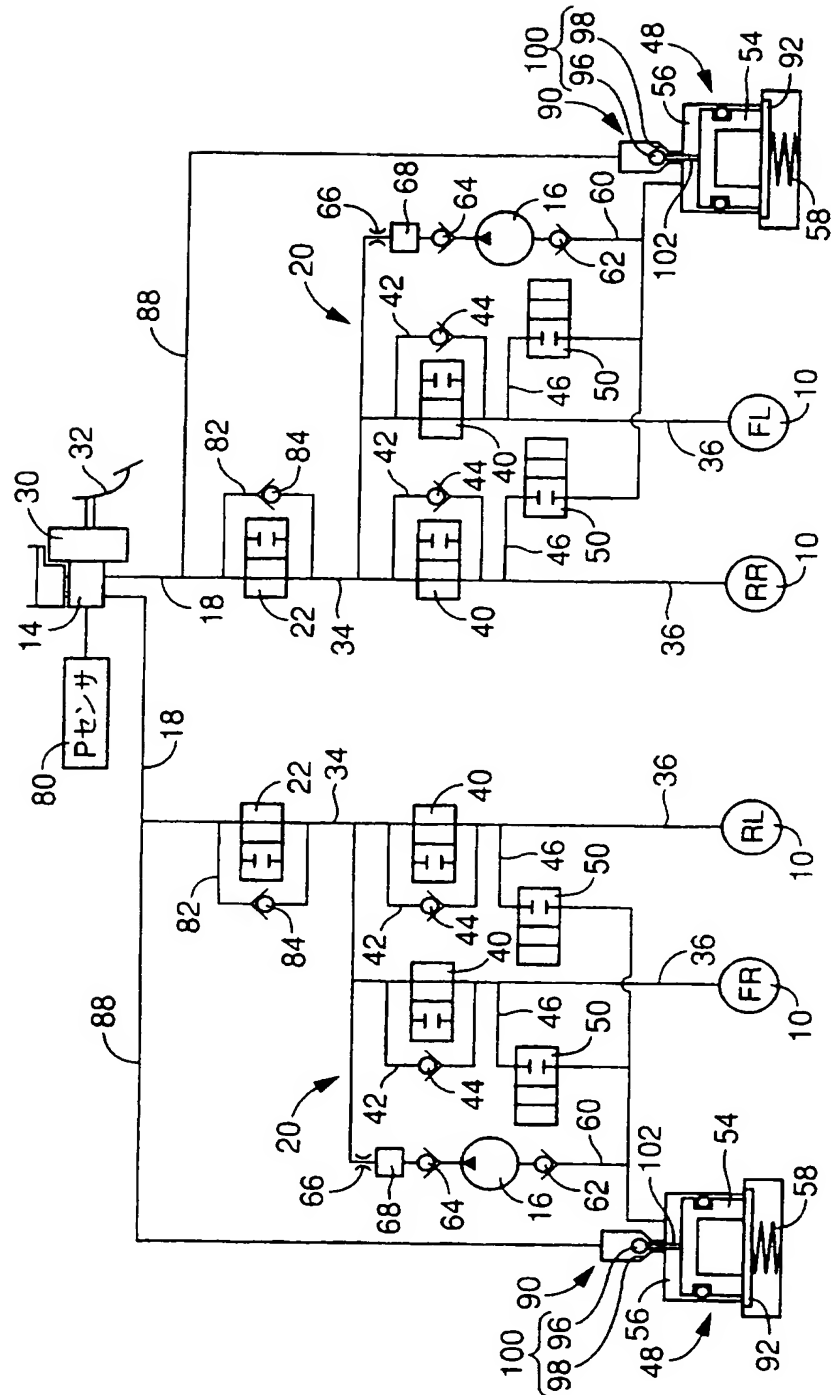


図 3

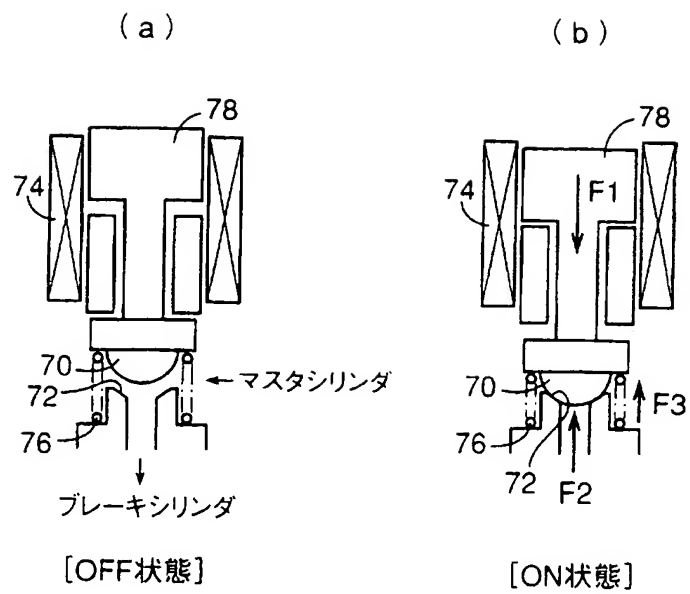


図 4

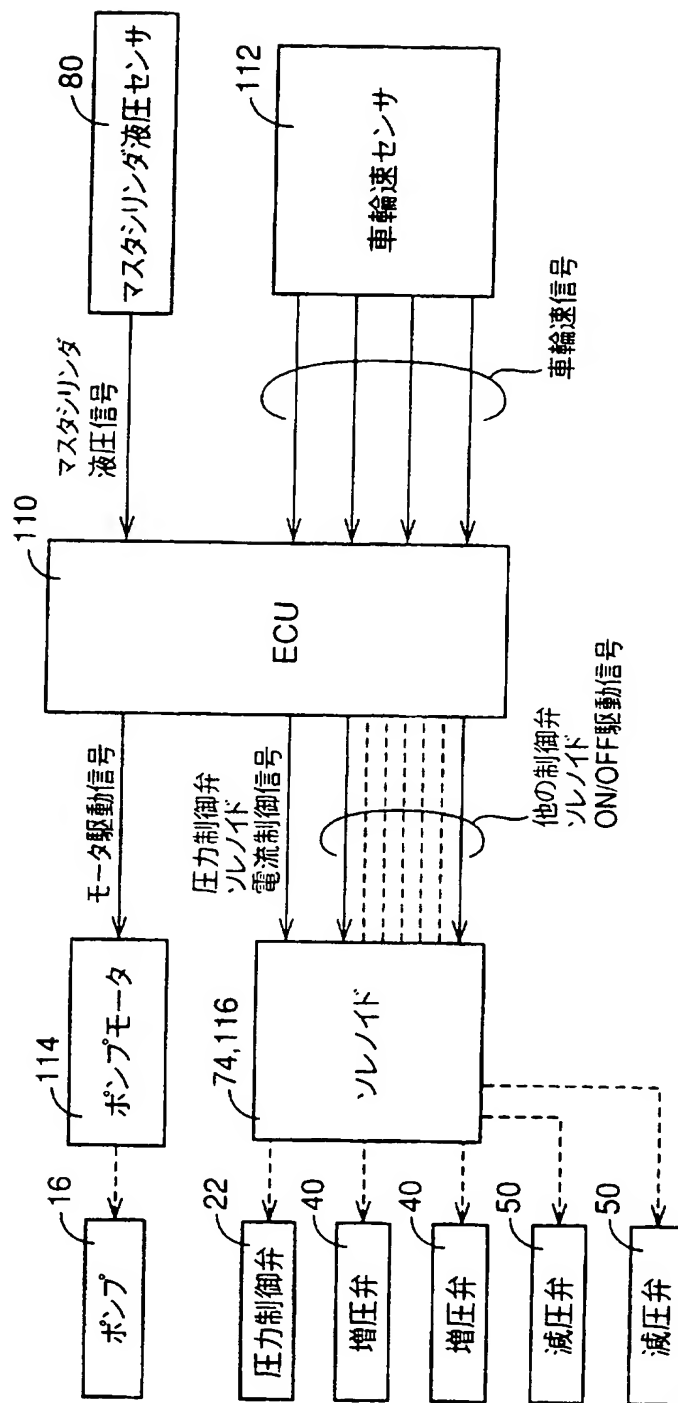


図 5

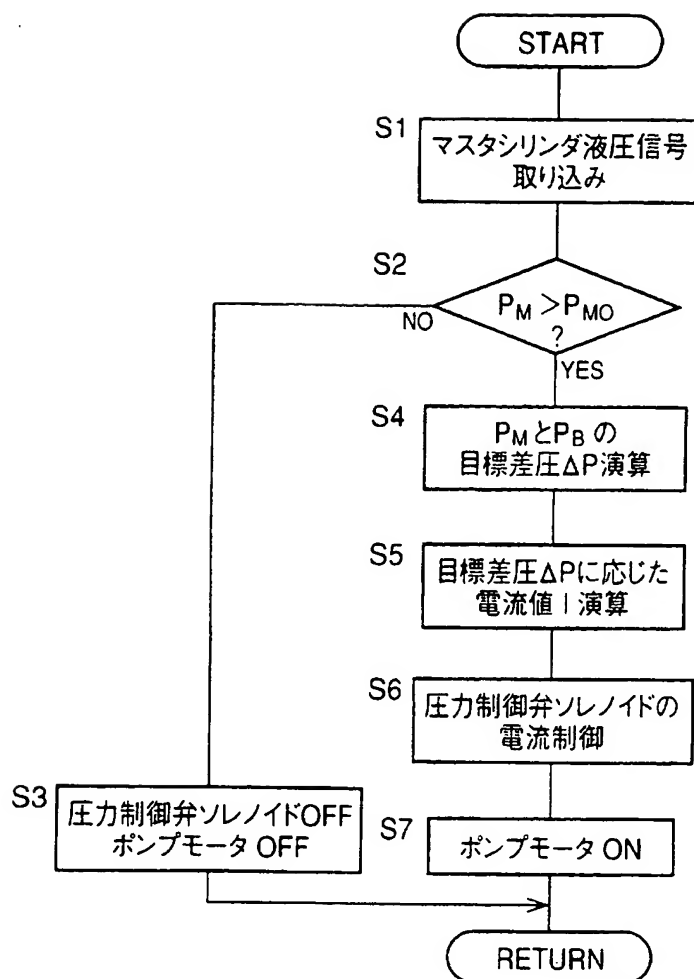


図 6

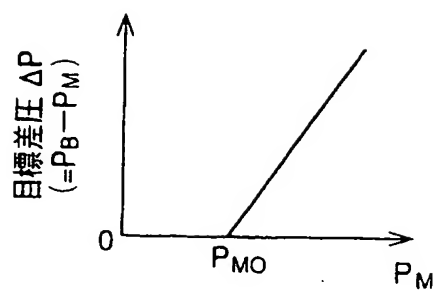


図 7

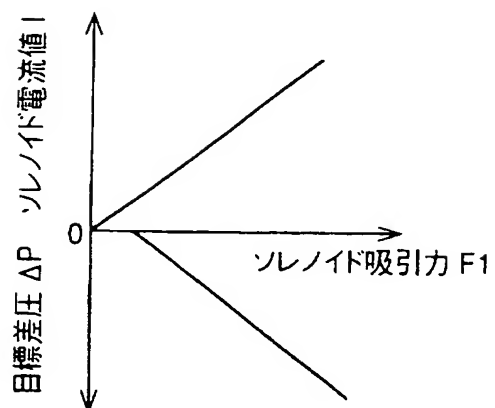


図 8

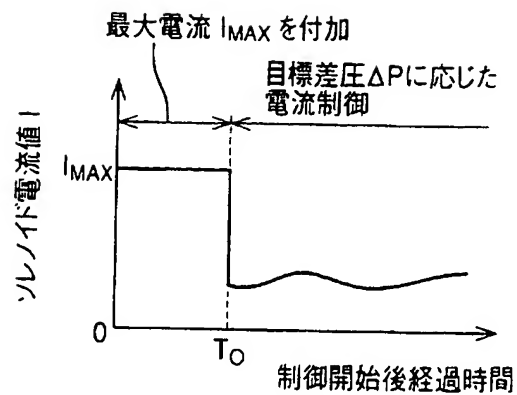


図 9

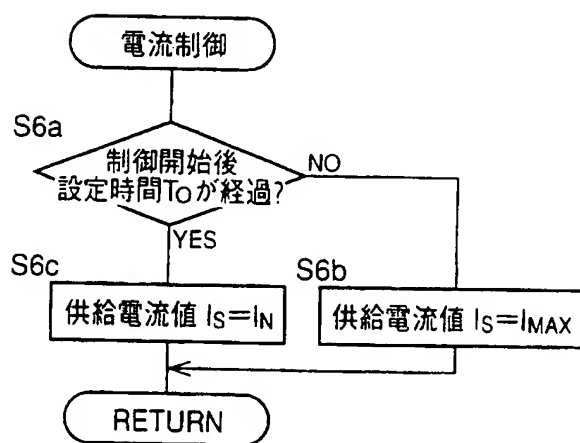


圖 10

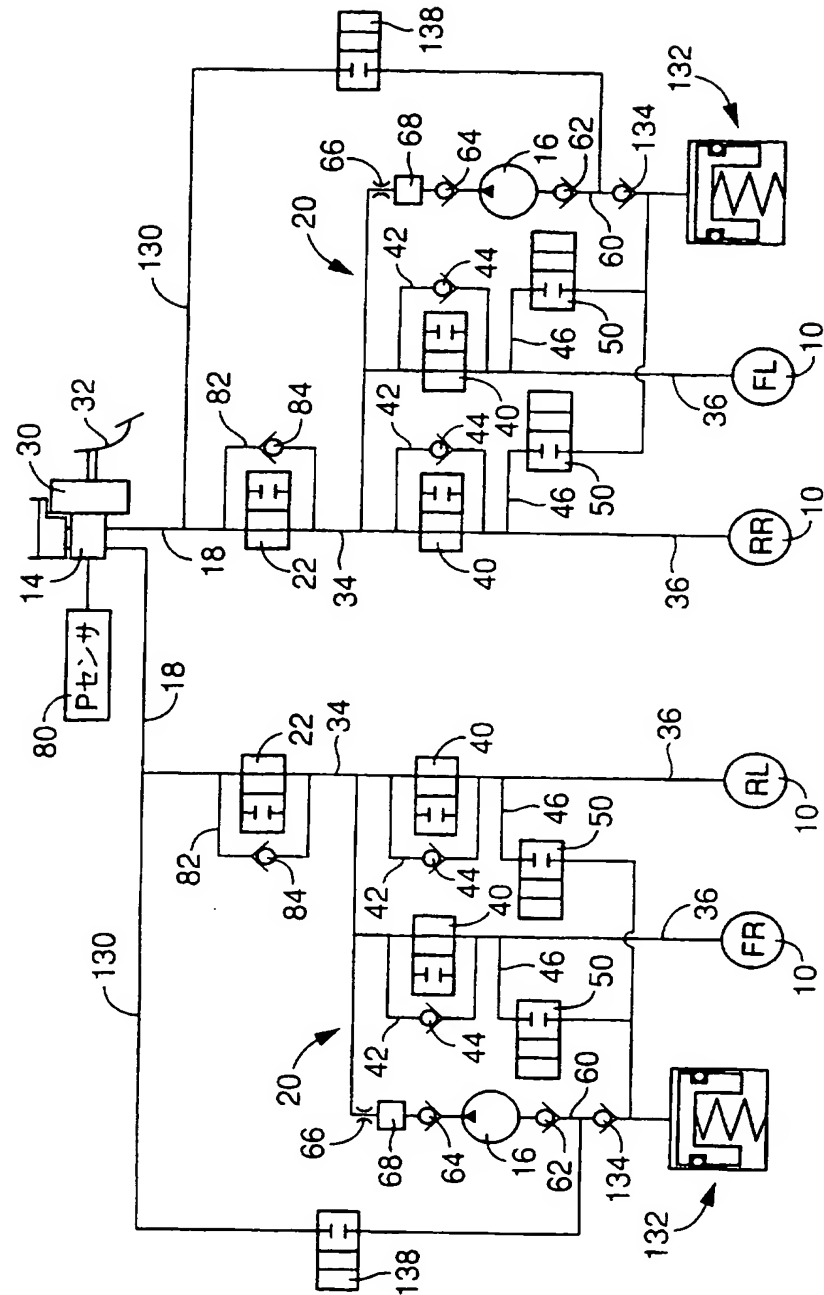


图 11

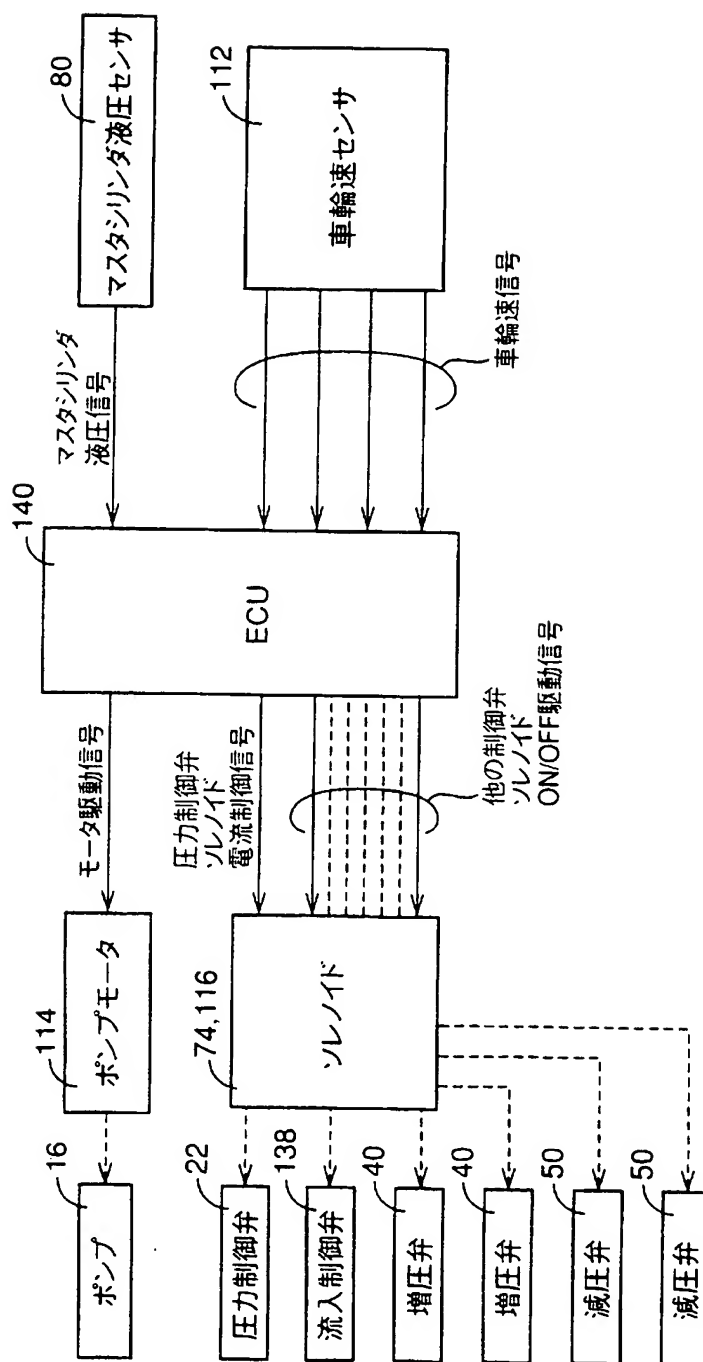
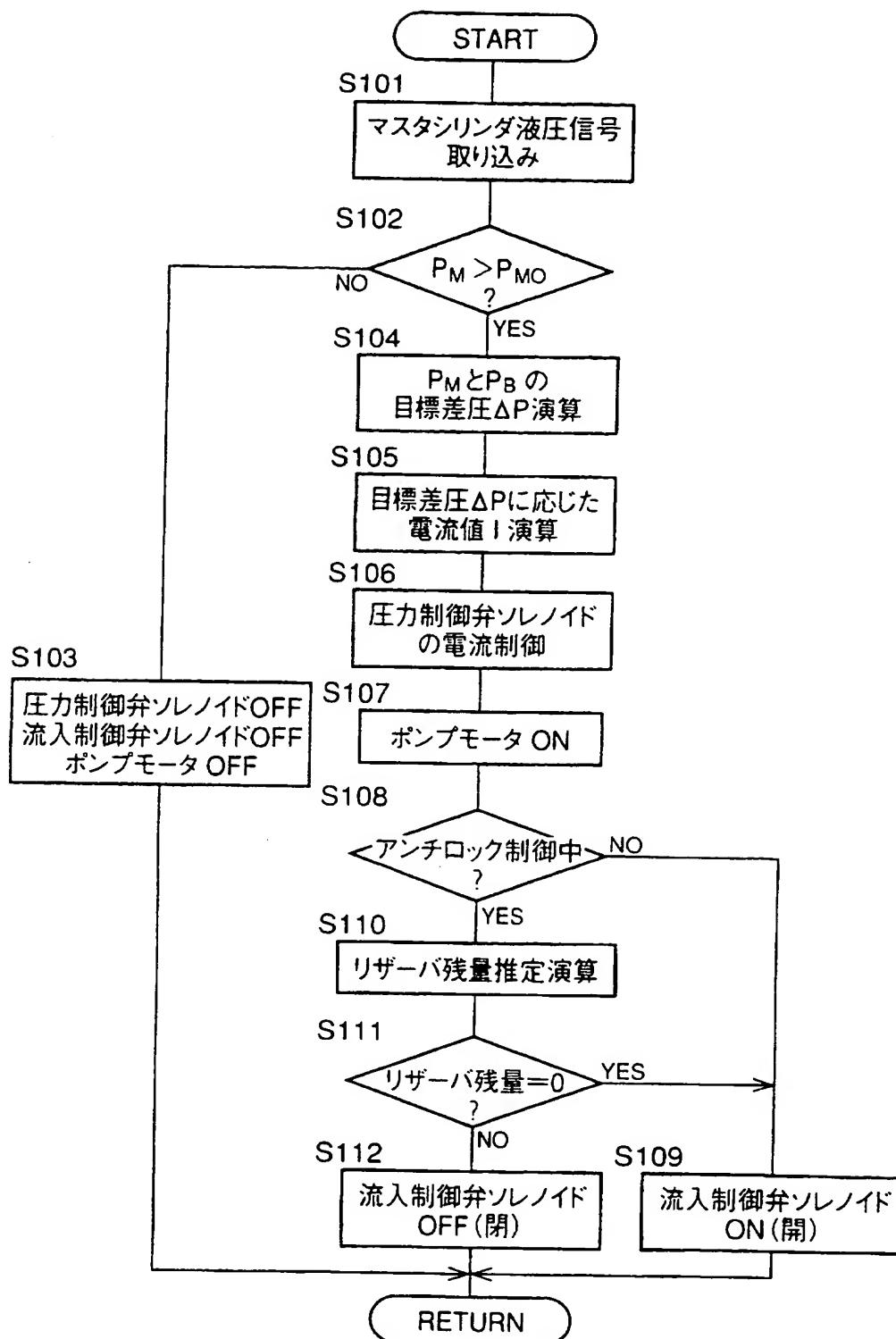




図 12



13

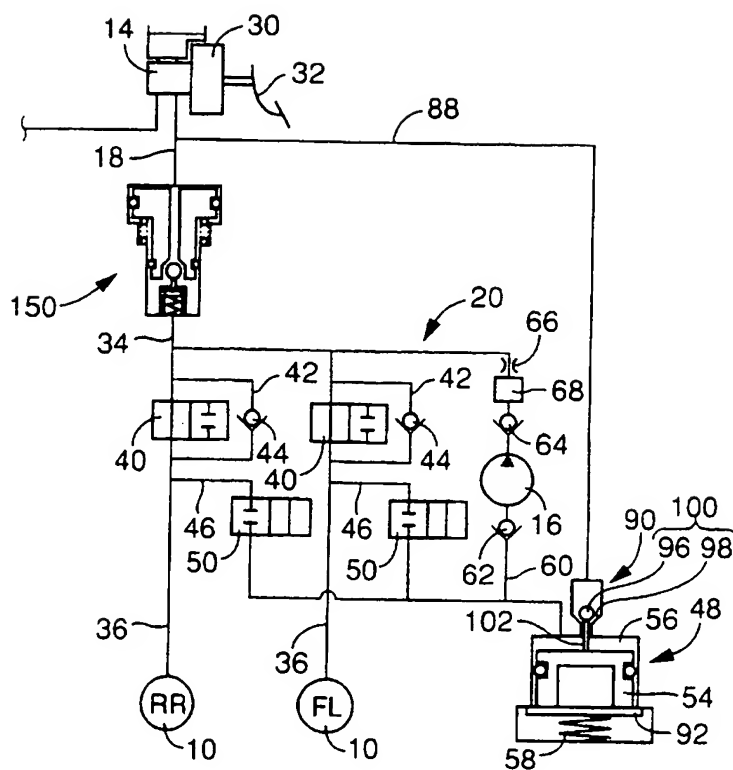


図 14

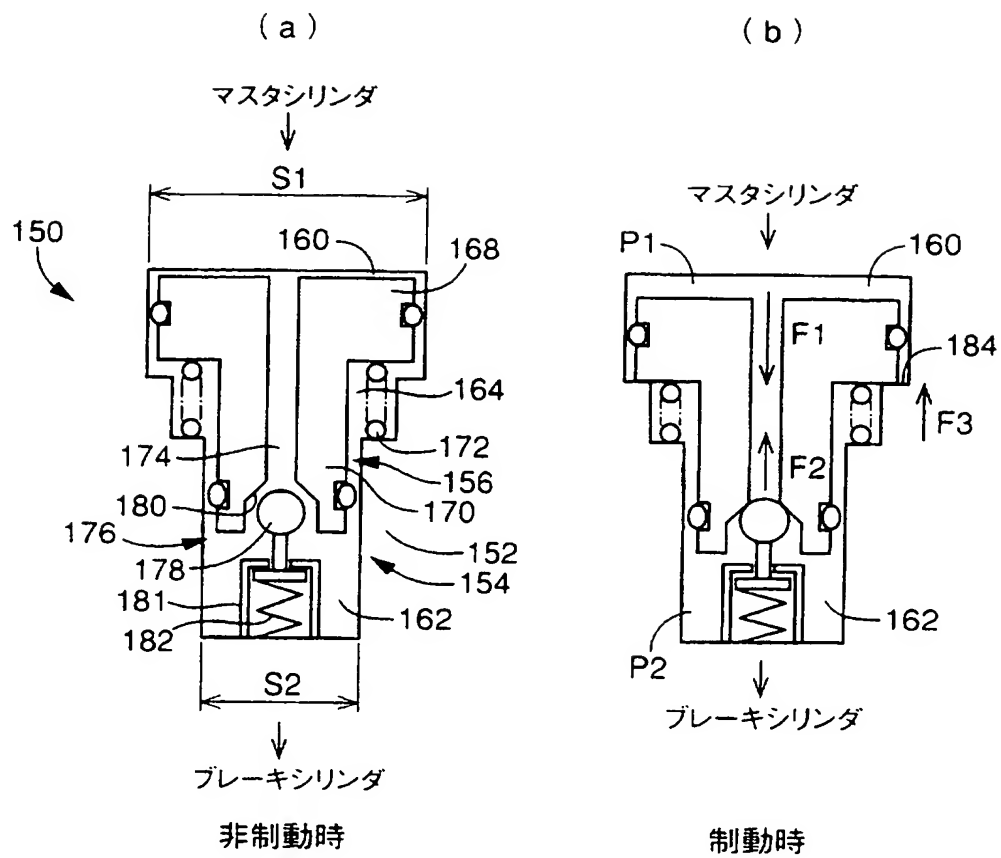


図 15

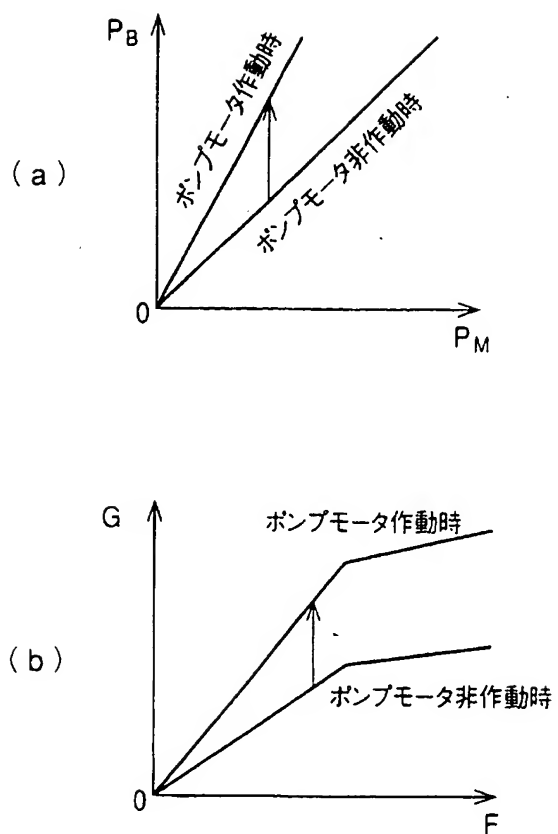


図 16

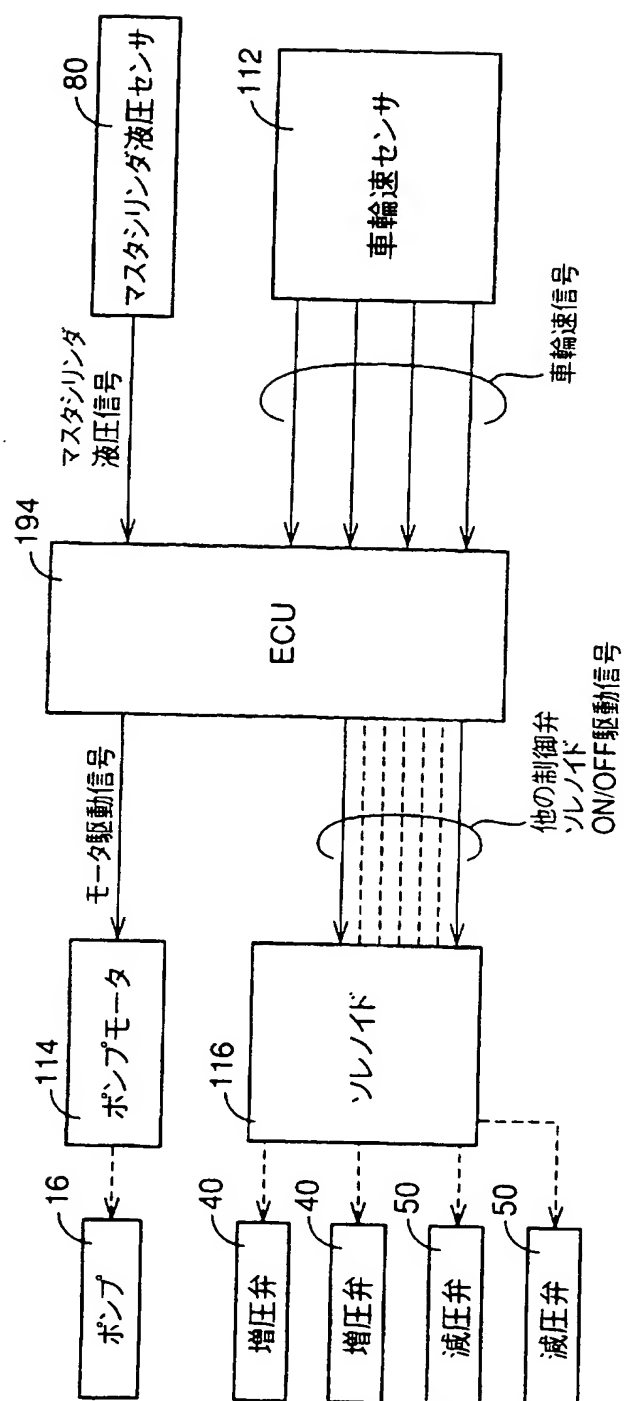
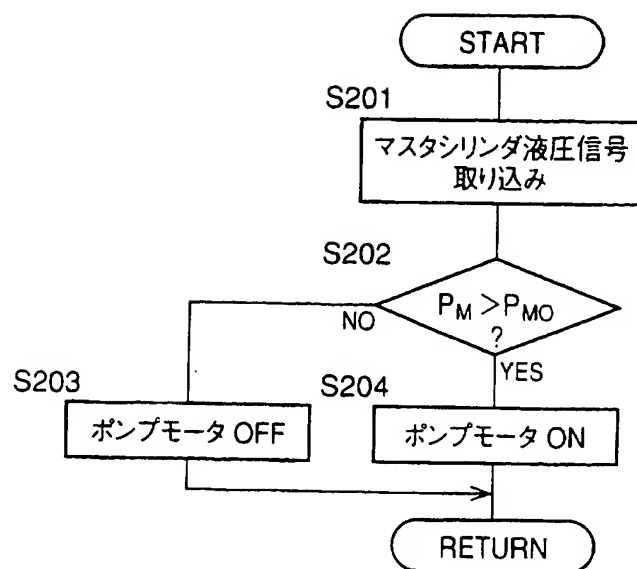


図 17



18

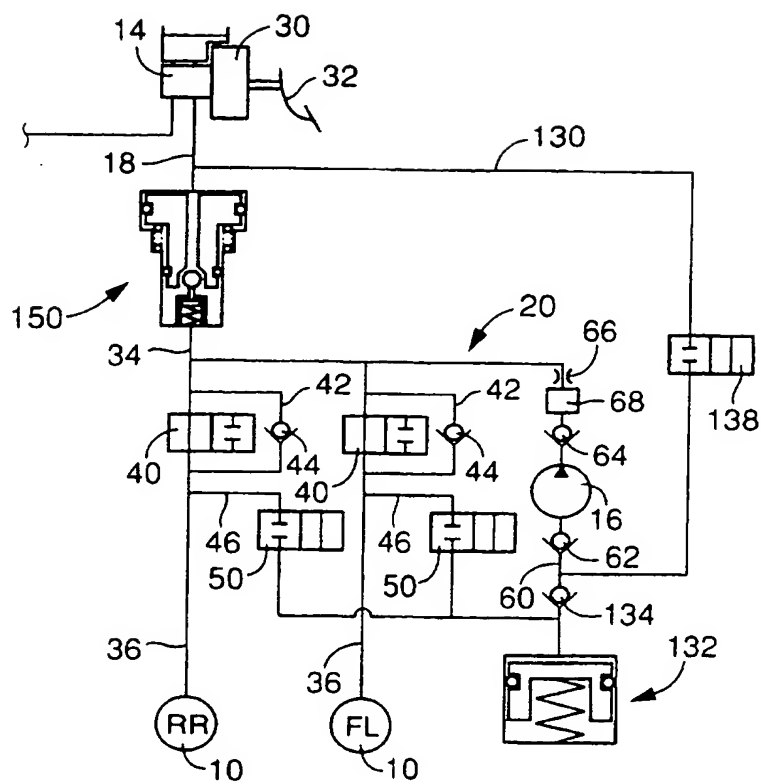


図 19

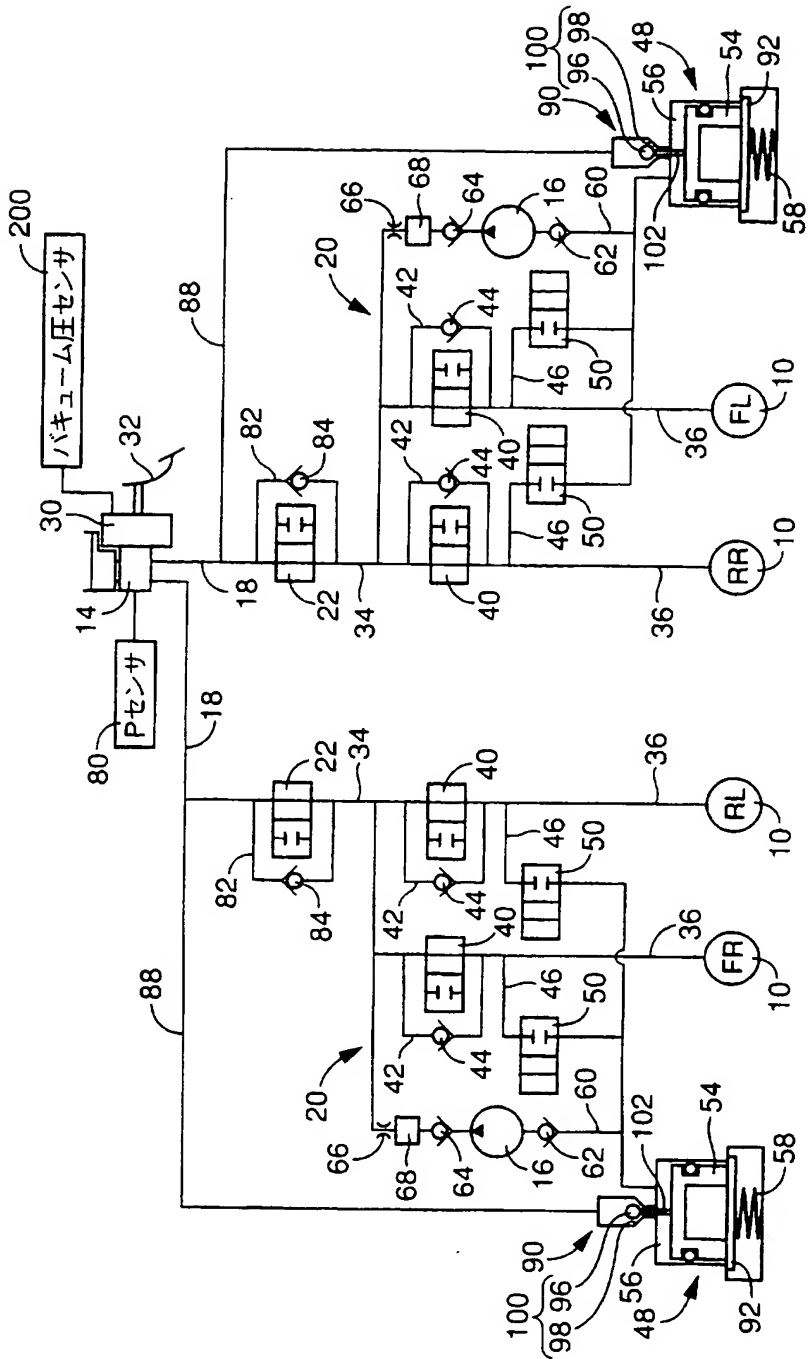




図 20

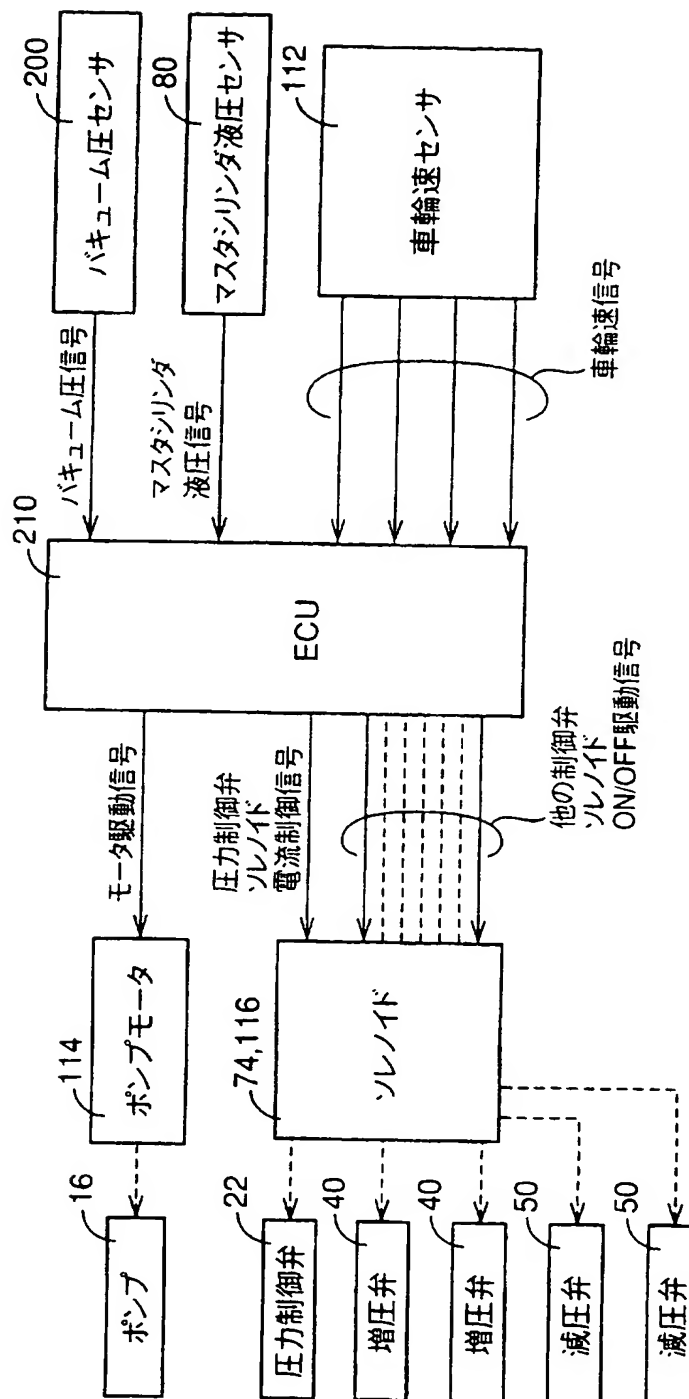


図 21

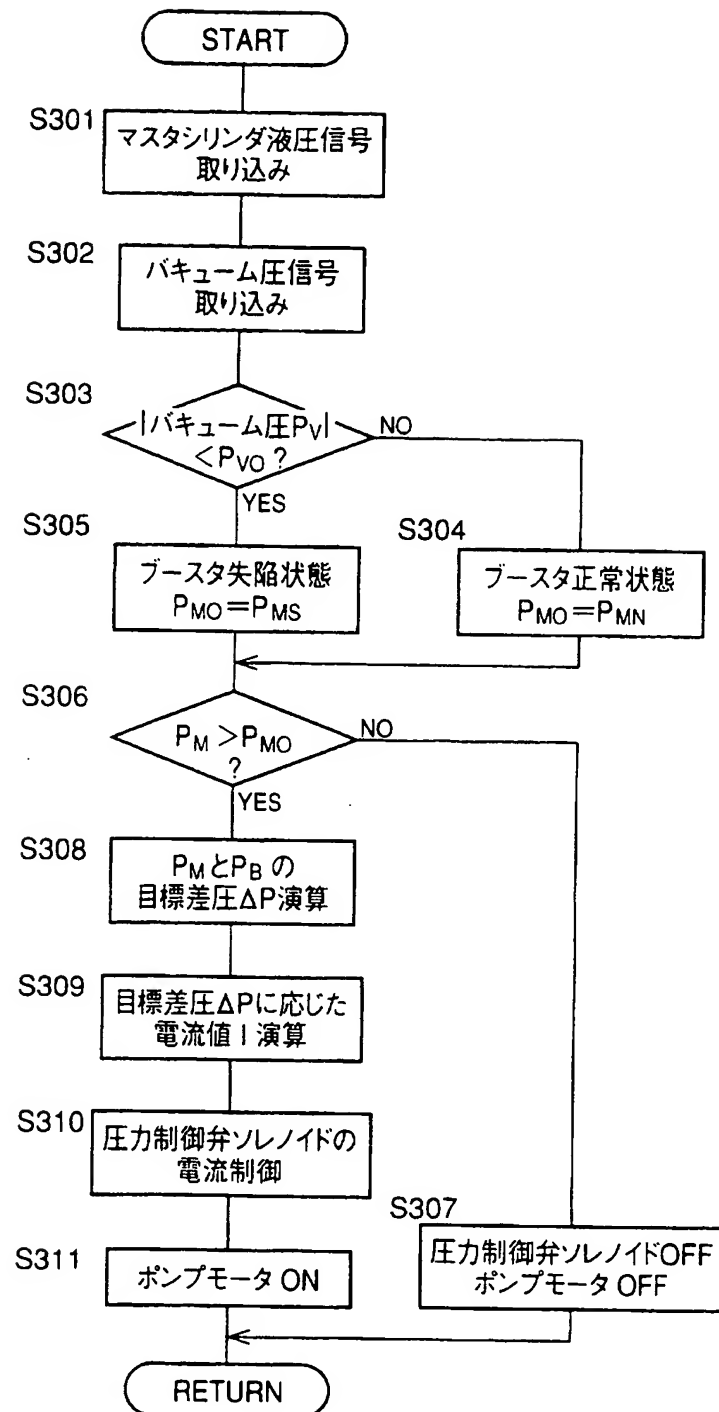


図 22

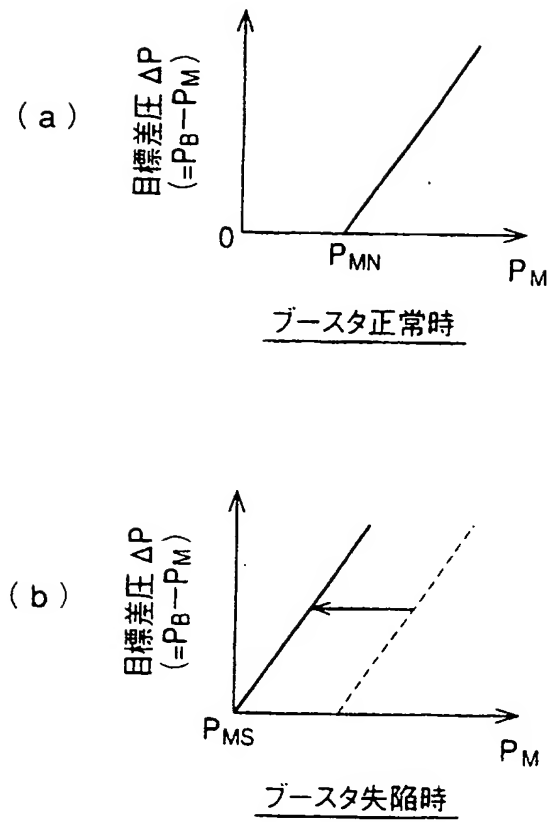


図 23

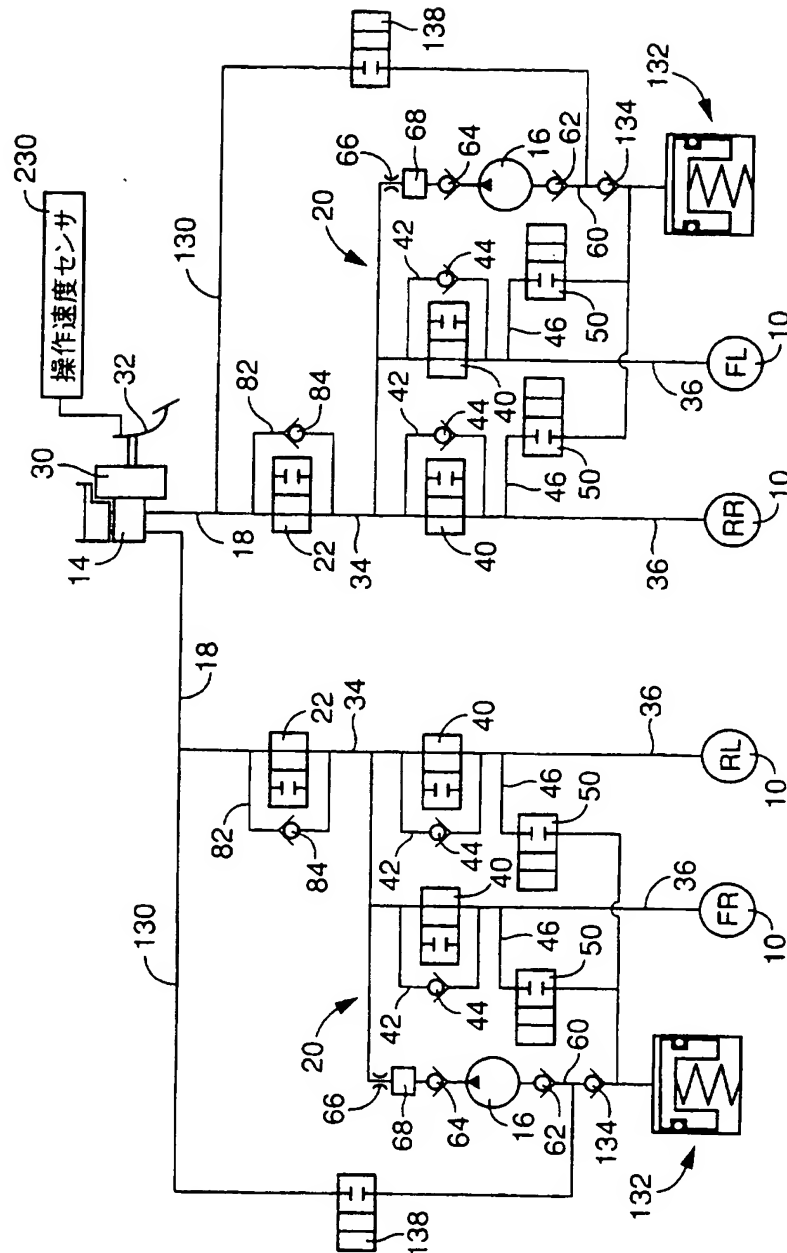


図 24

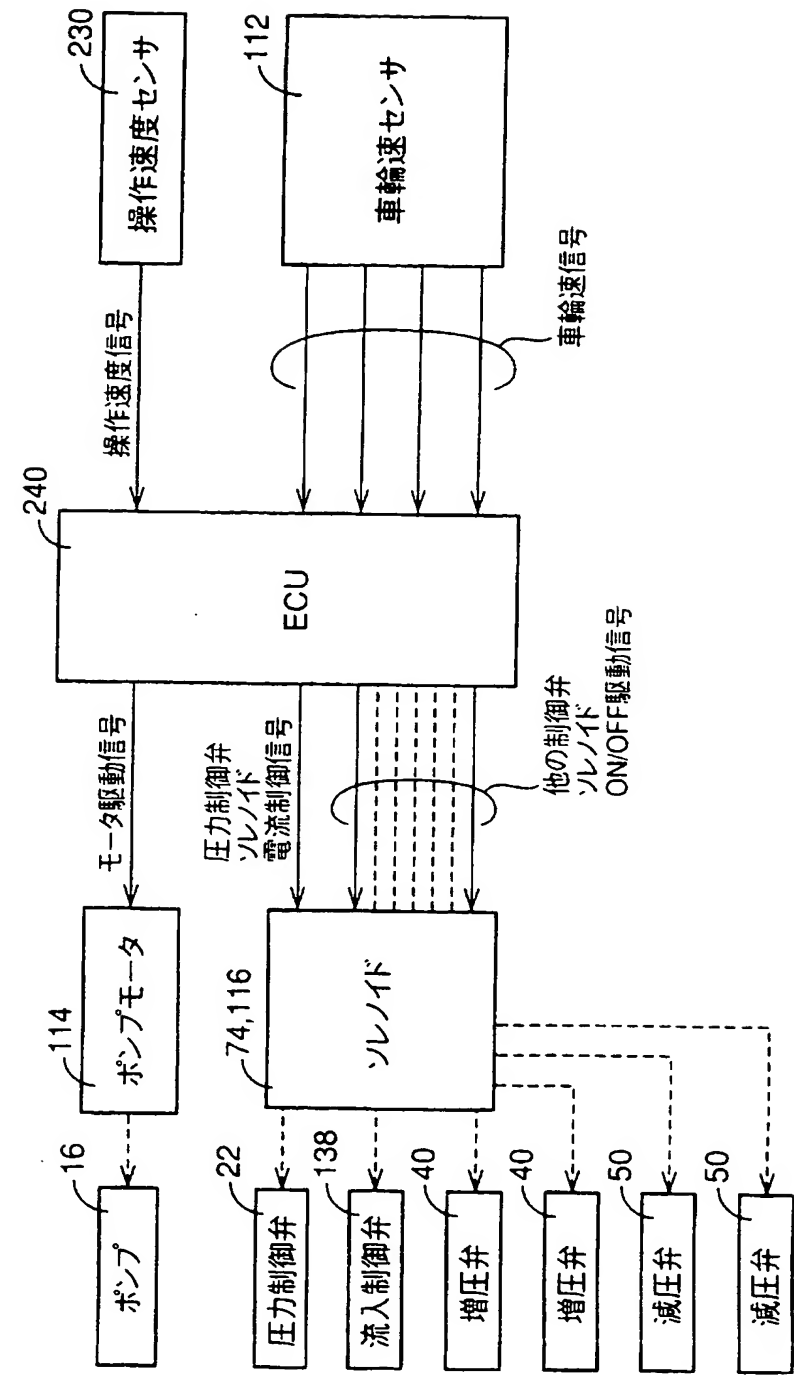


図 25

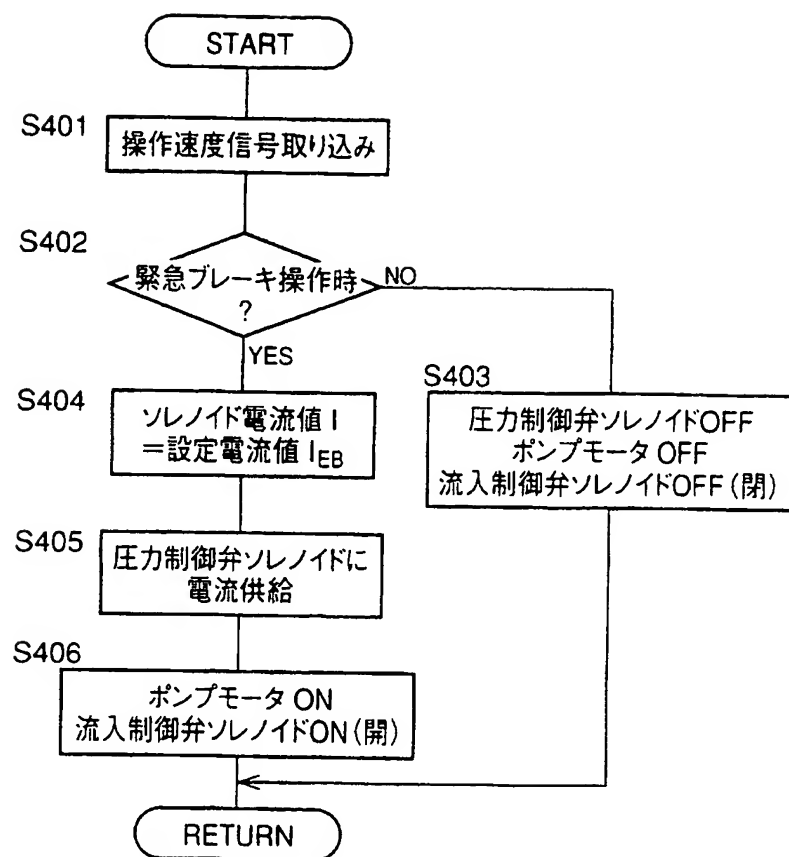


図 26

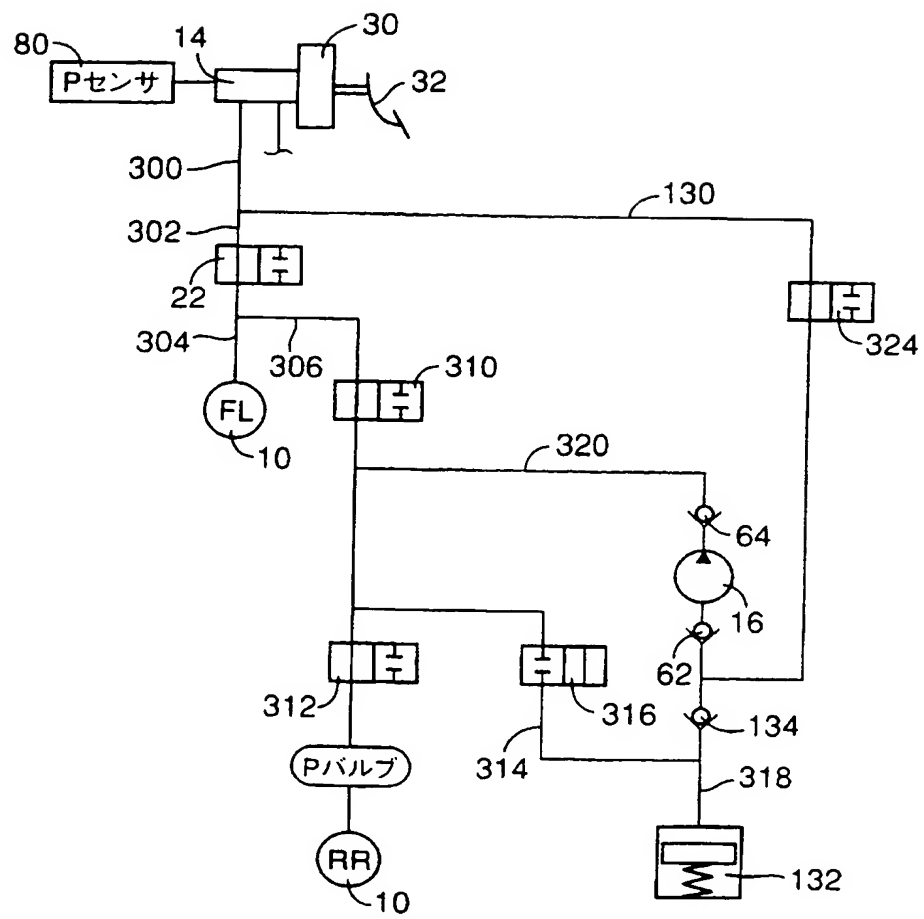


図 27

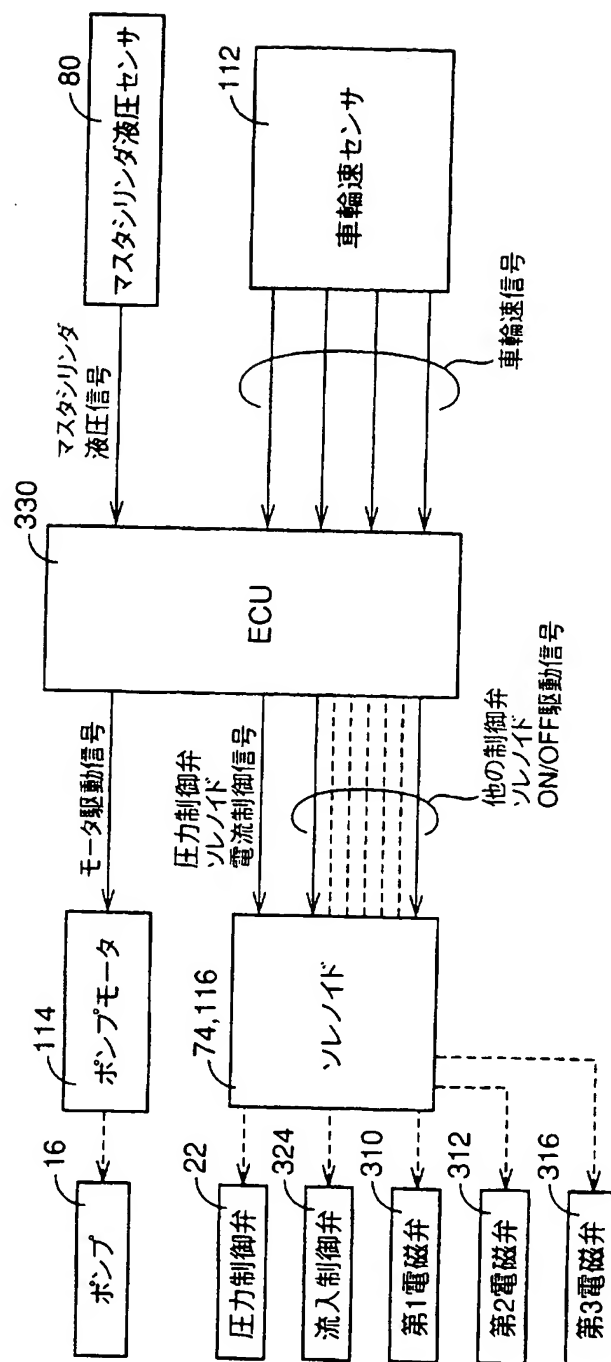




図 28

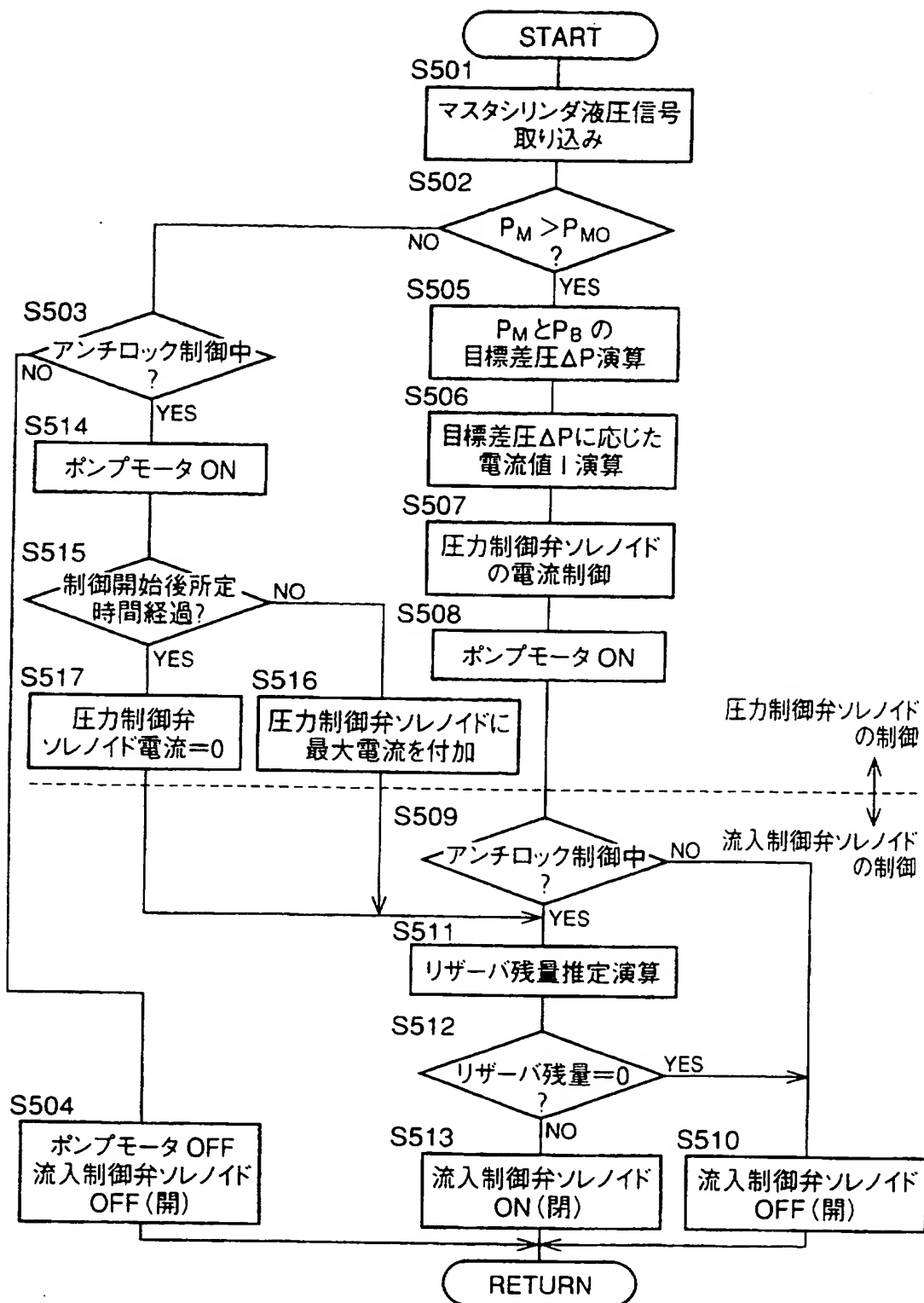
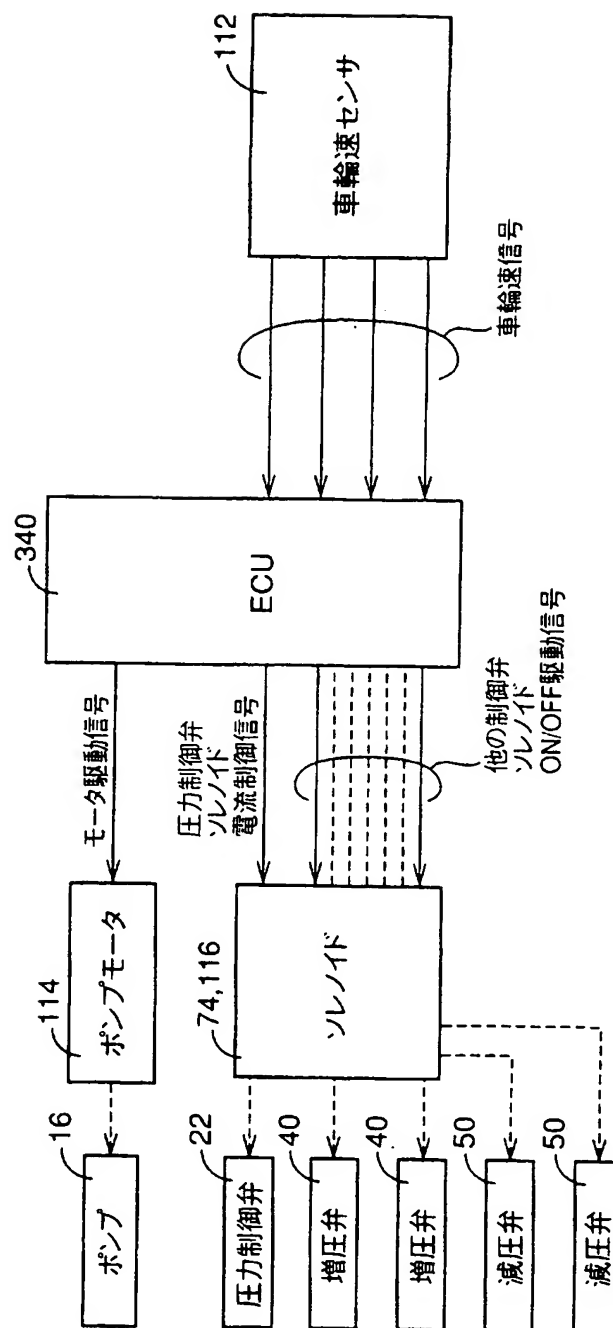


図 29



30

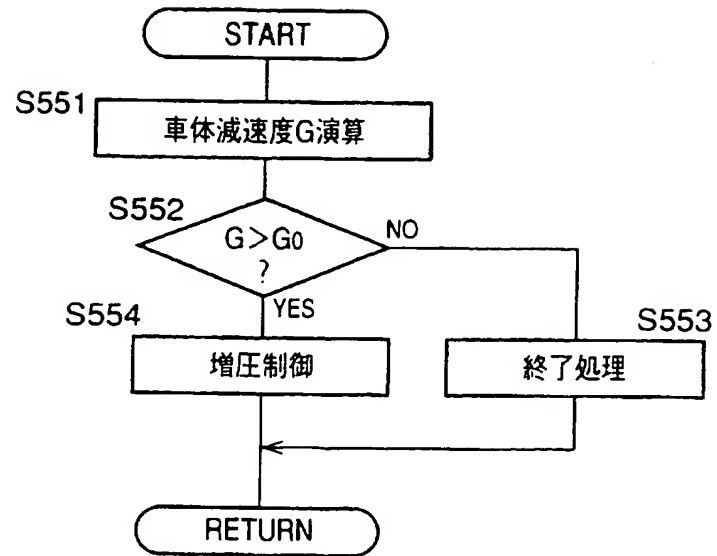


図 31

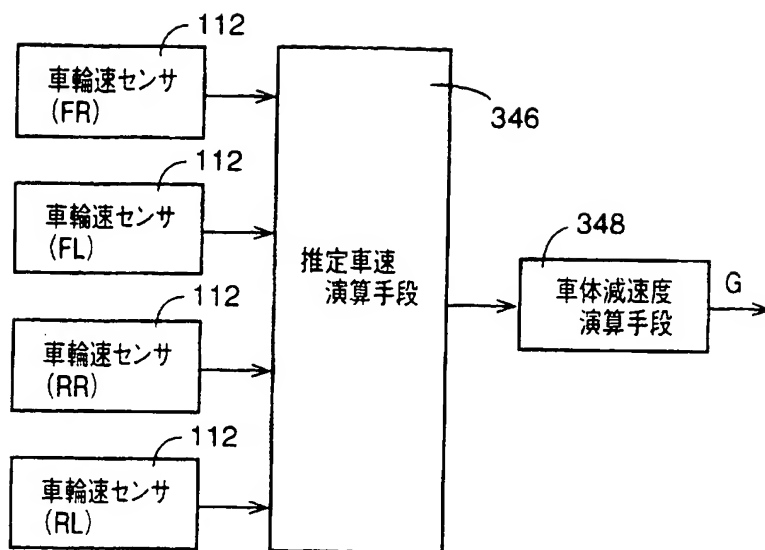


図 32

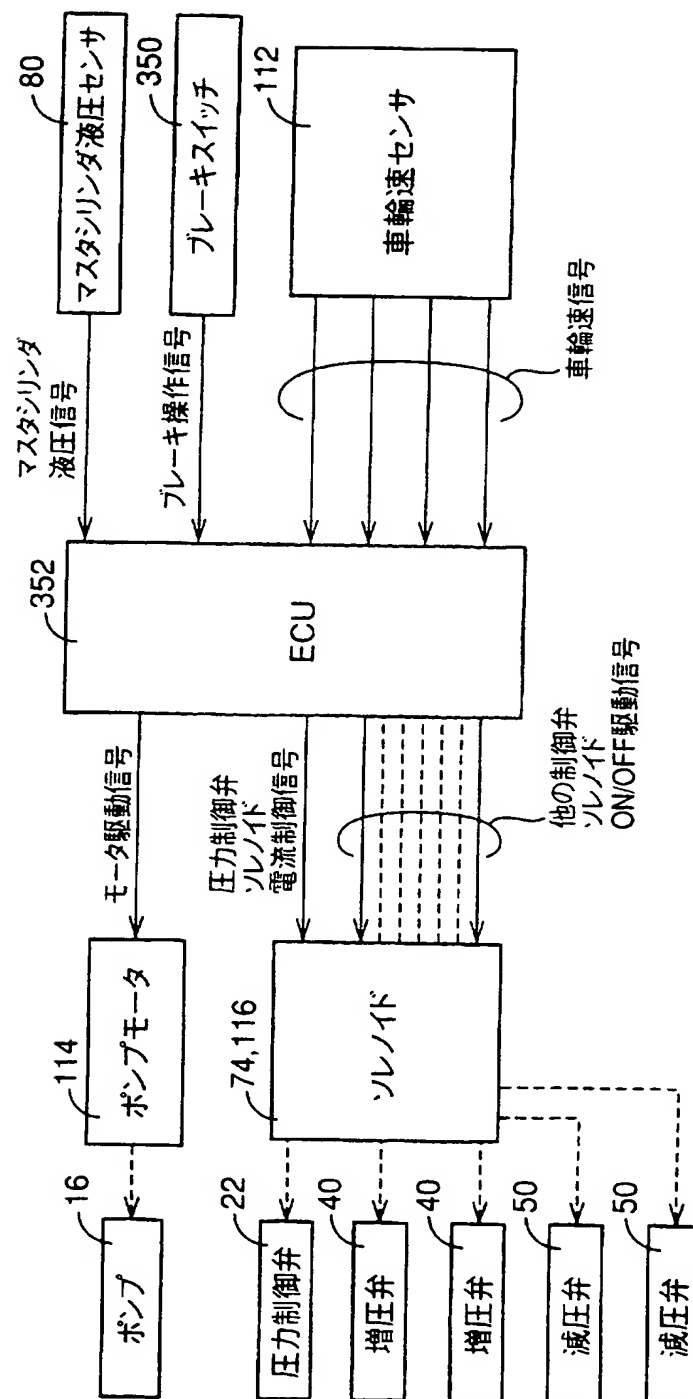


図 33

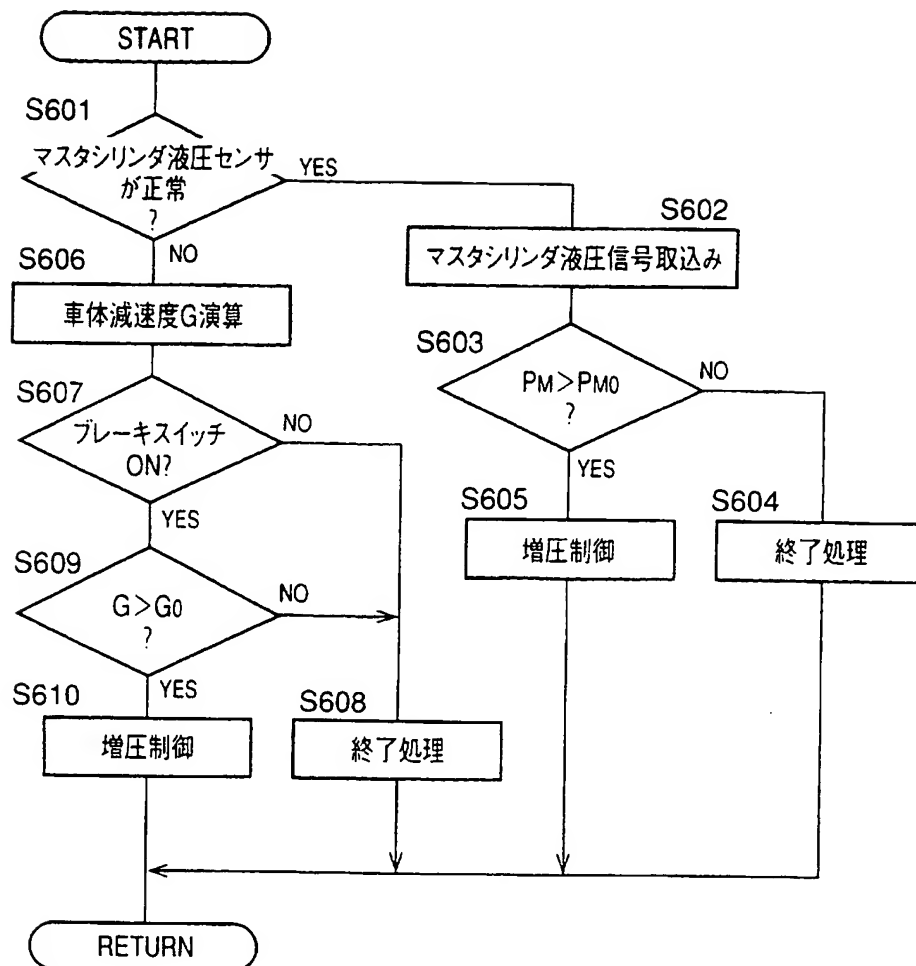


図 34

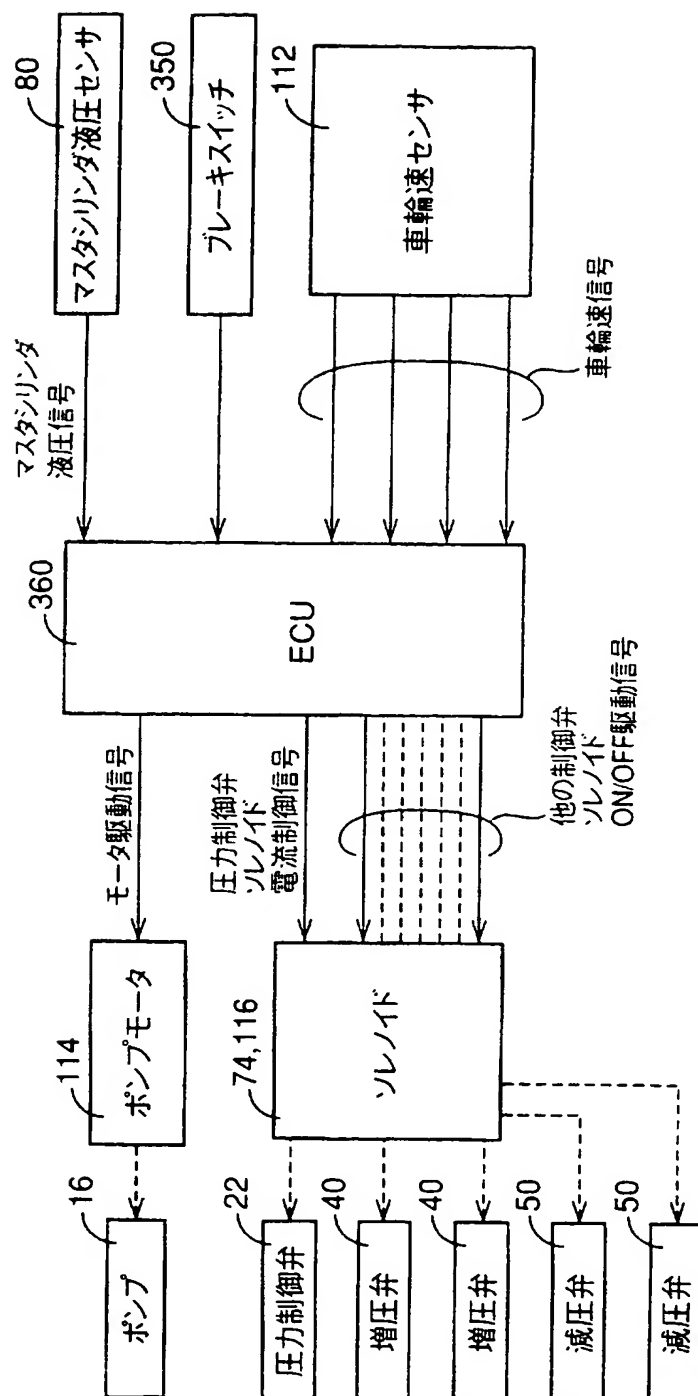


図 35

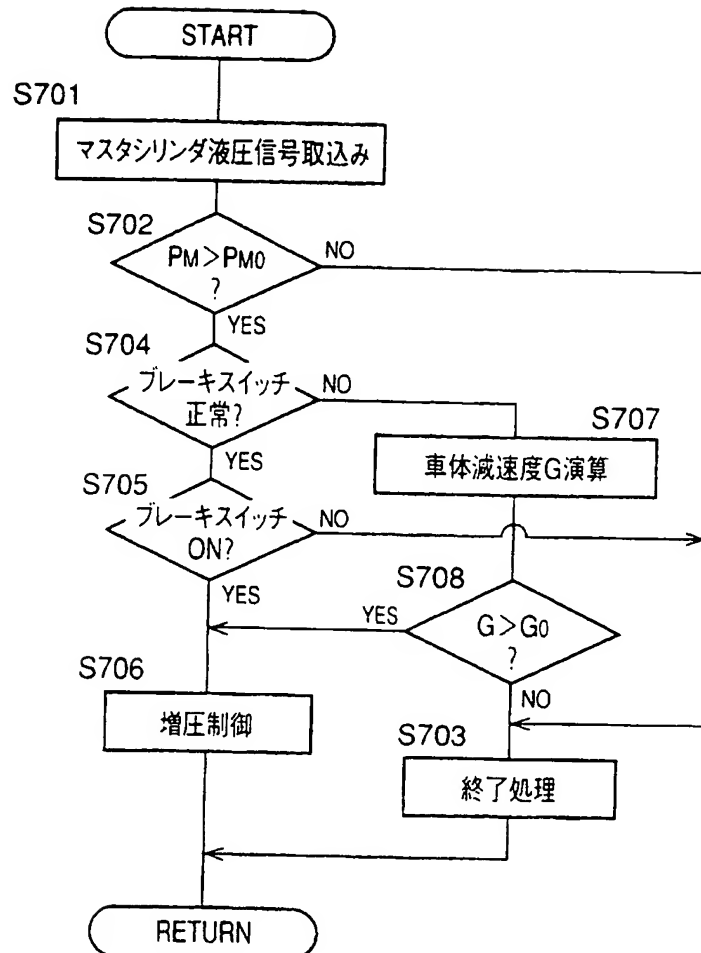




図 36

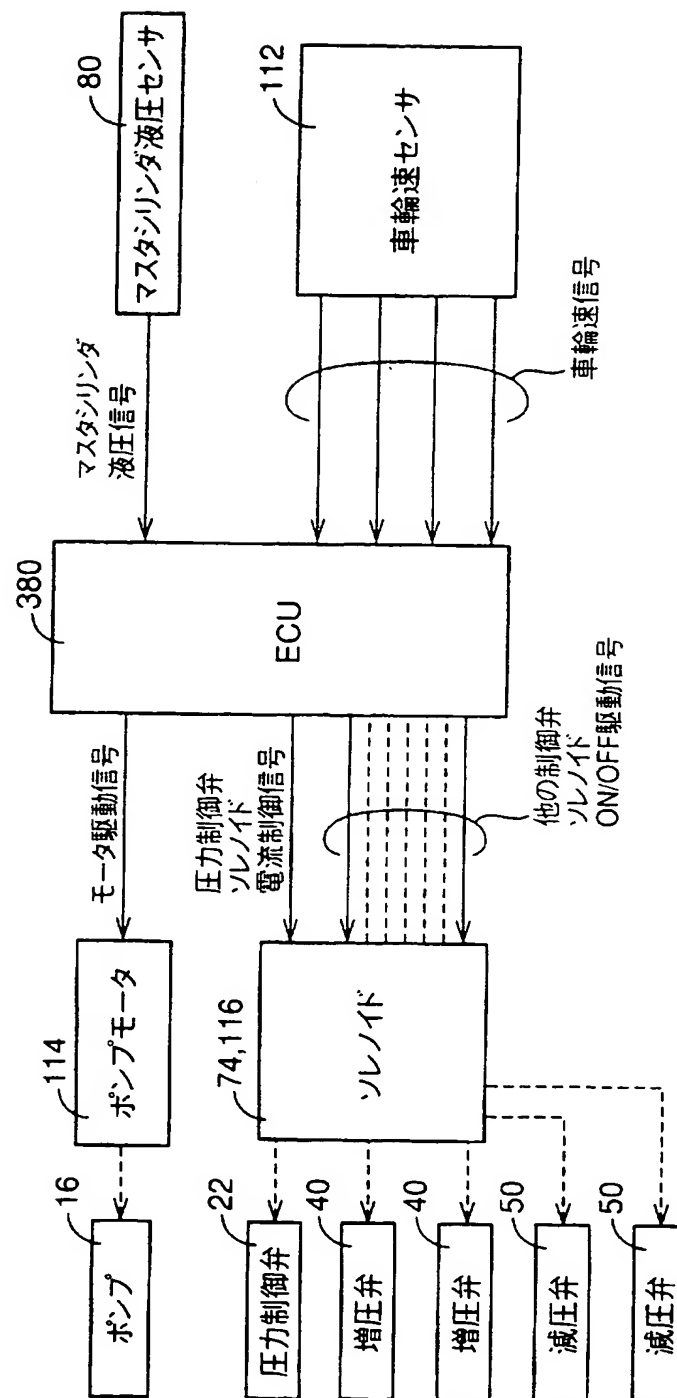
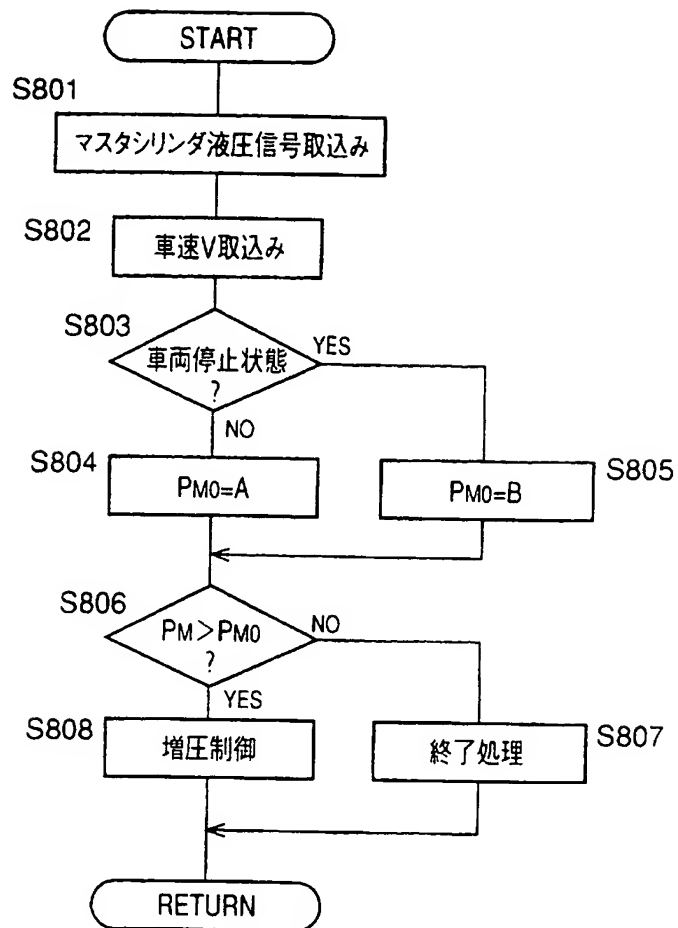


図 37



38

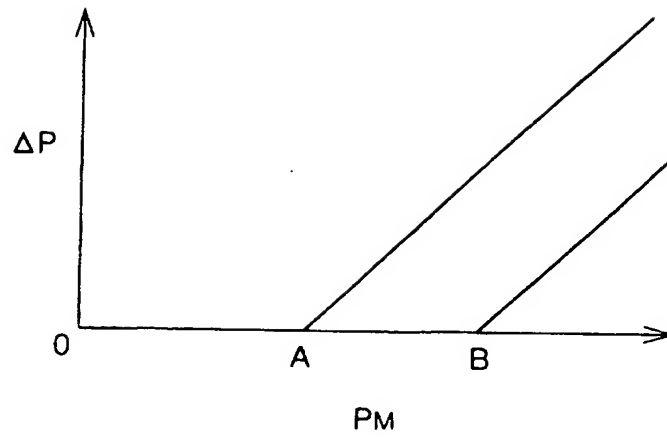


図 39

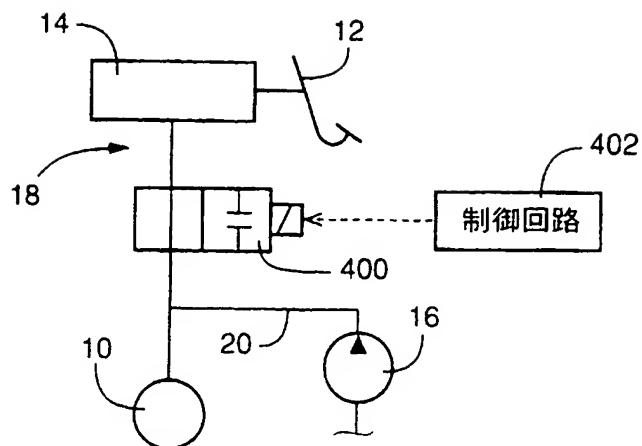


図 40

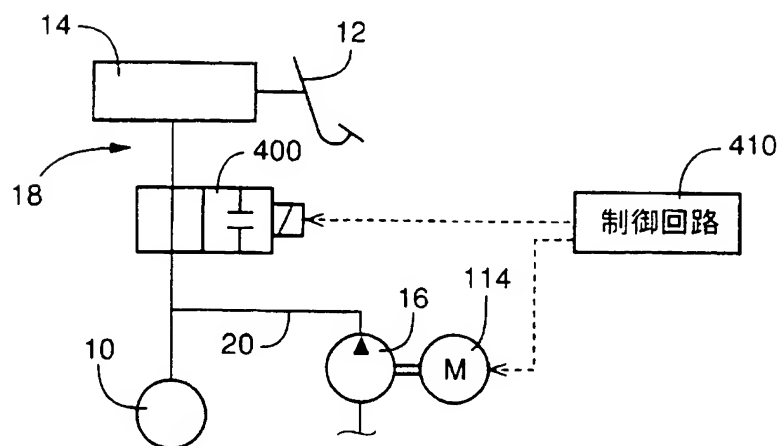


図 41

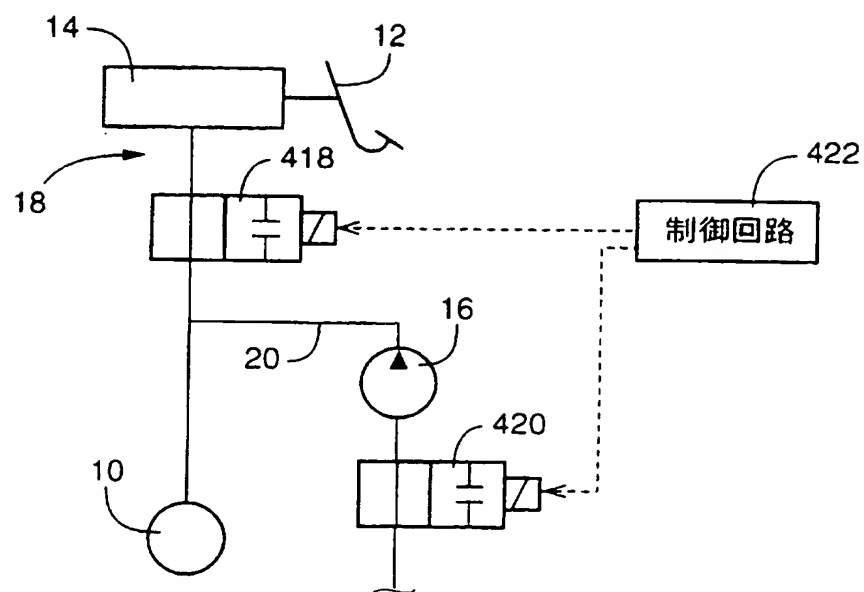


図 42

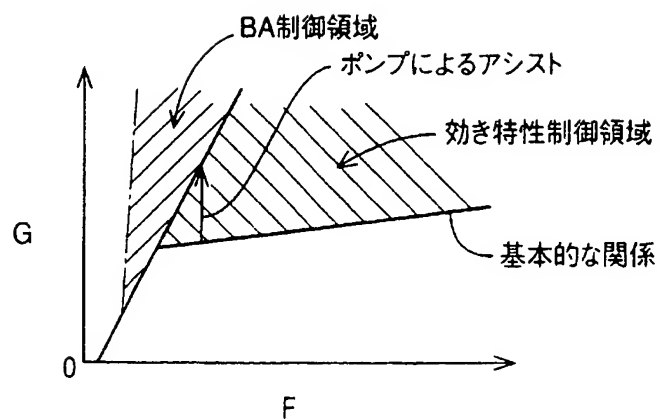


図 43

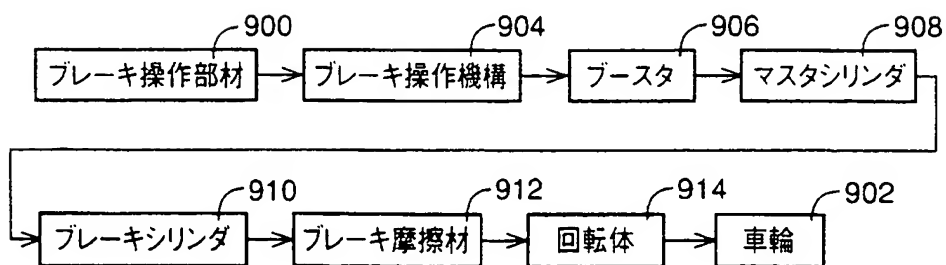


図 44

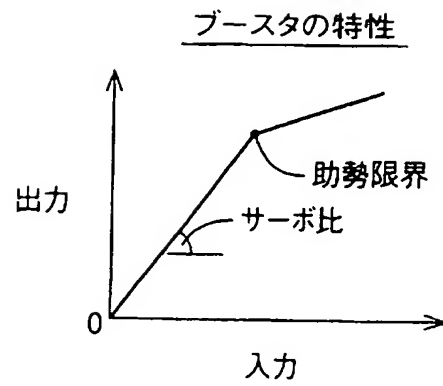


図 45

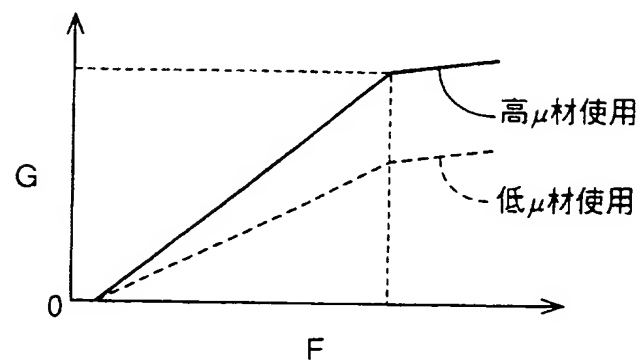
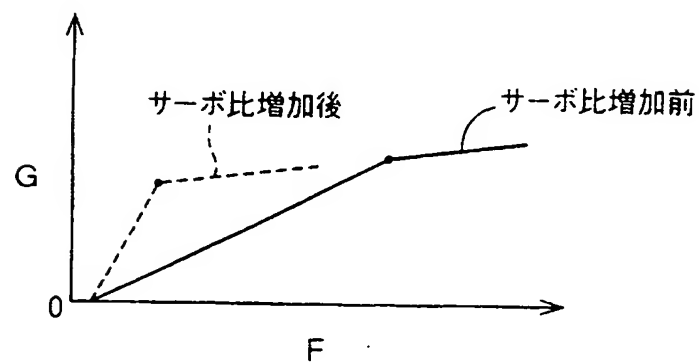
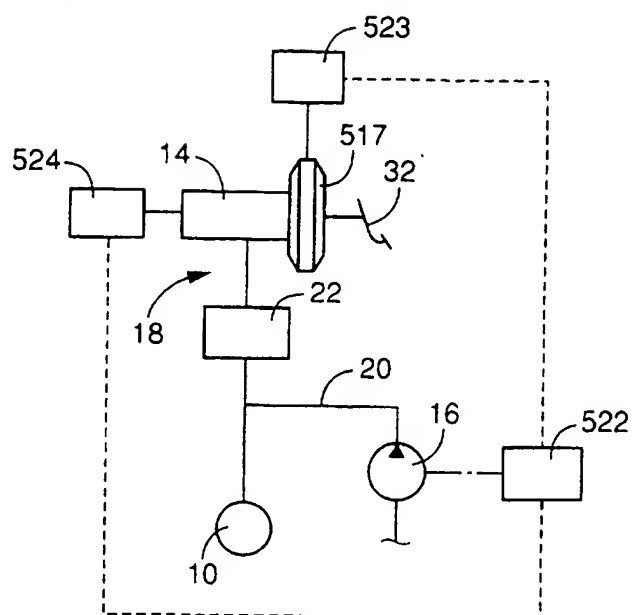


図 46



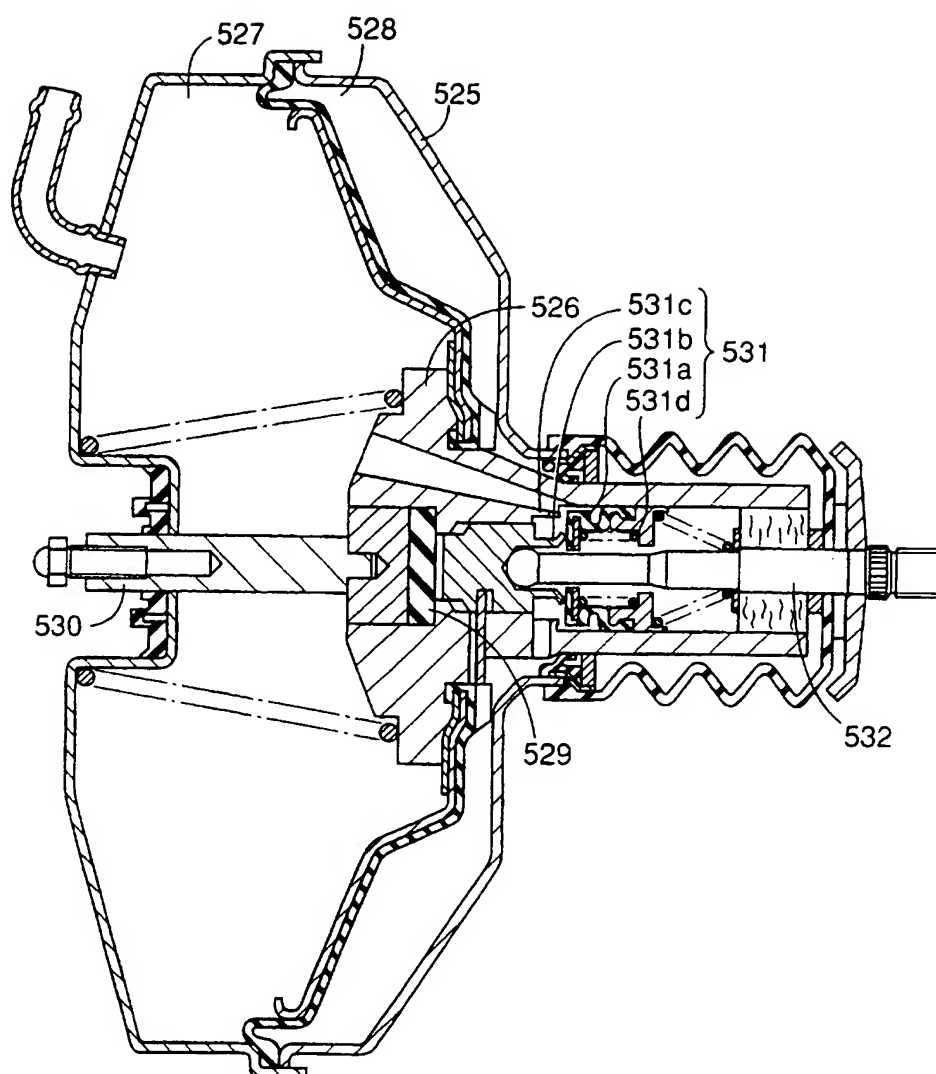
☒ 47







☒ 49



図

50

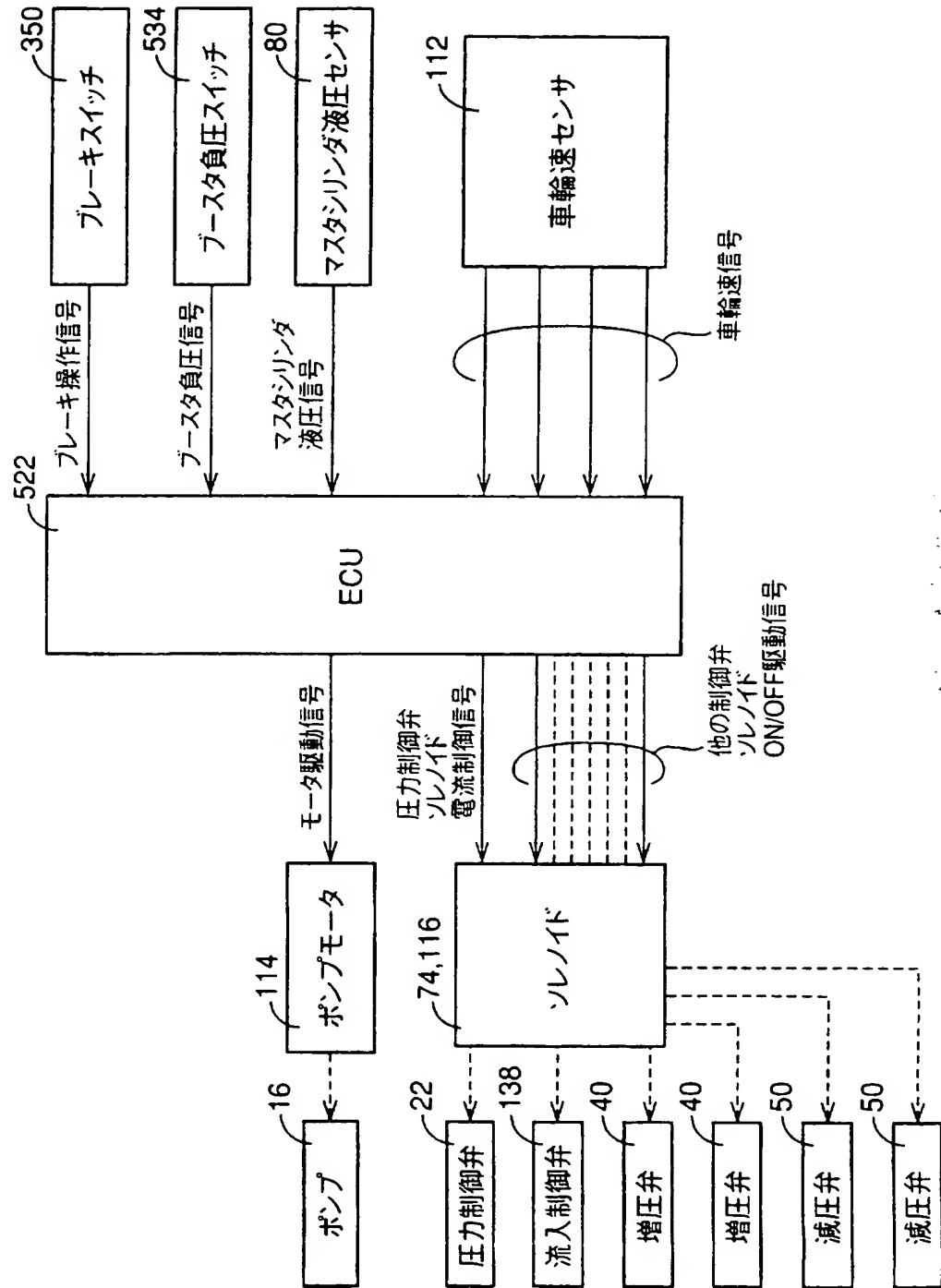


図 51

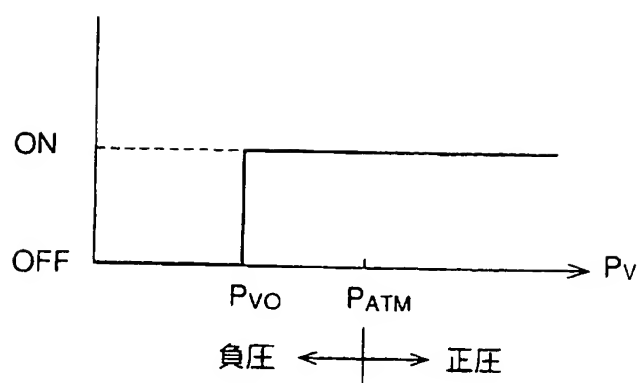


図 52

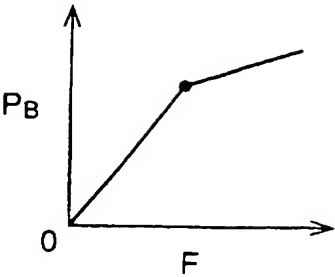


図 53

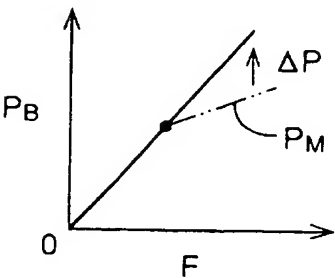


図 54

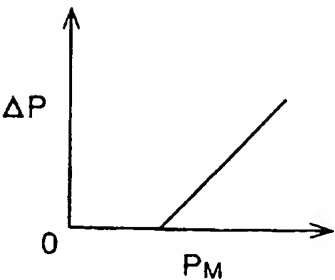


図 55

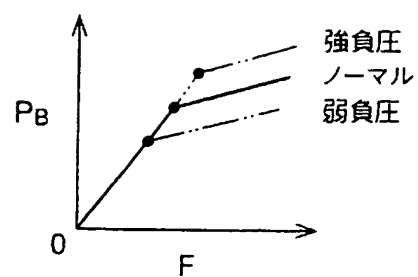


図 56

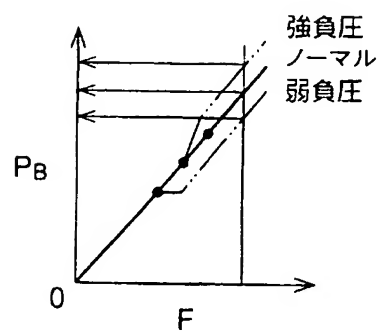


図 57

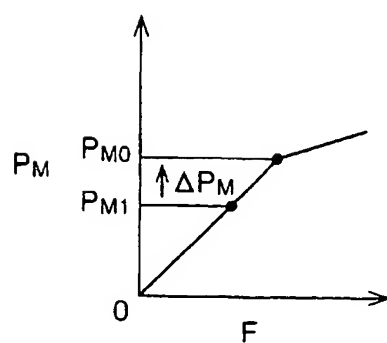


図 58

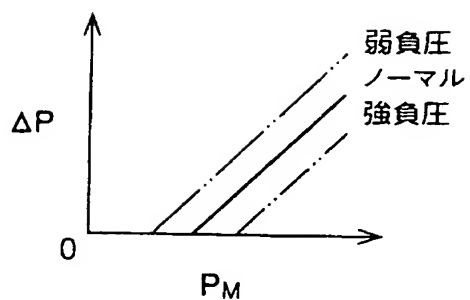


図 59

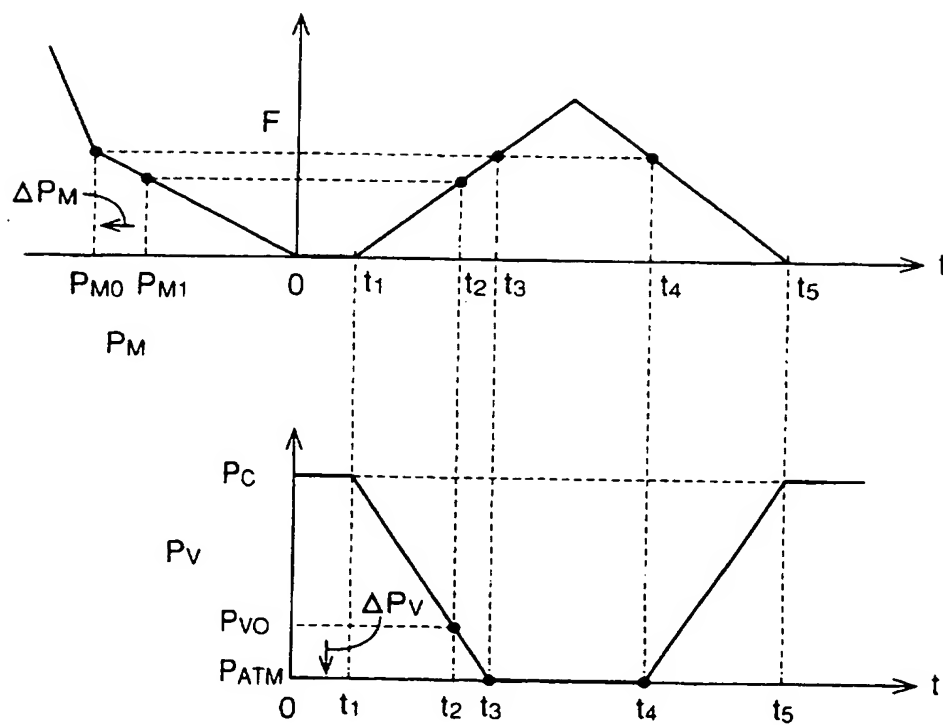


図 60

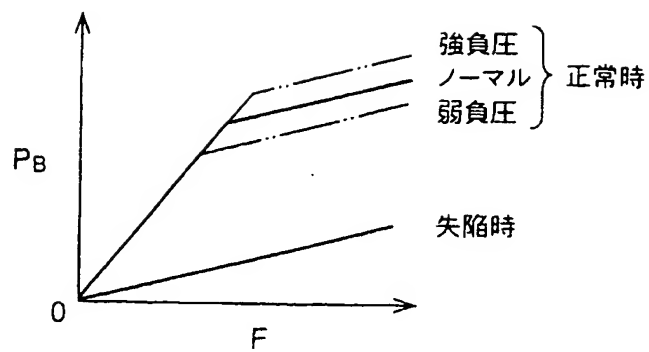


図 61

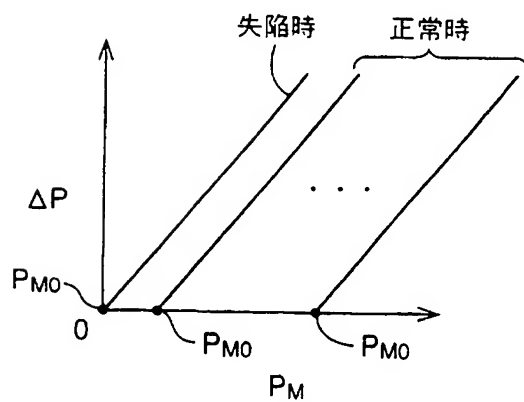




図 62

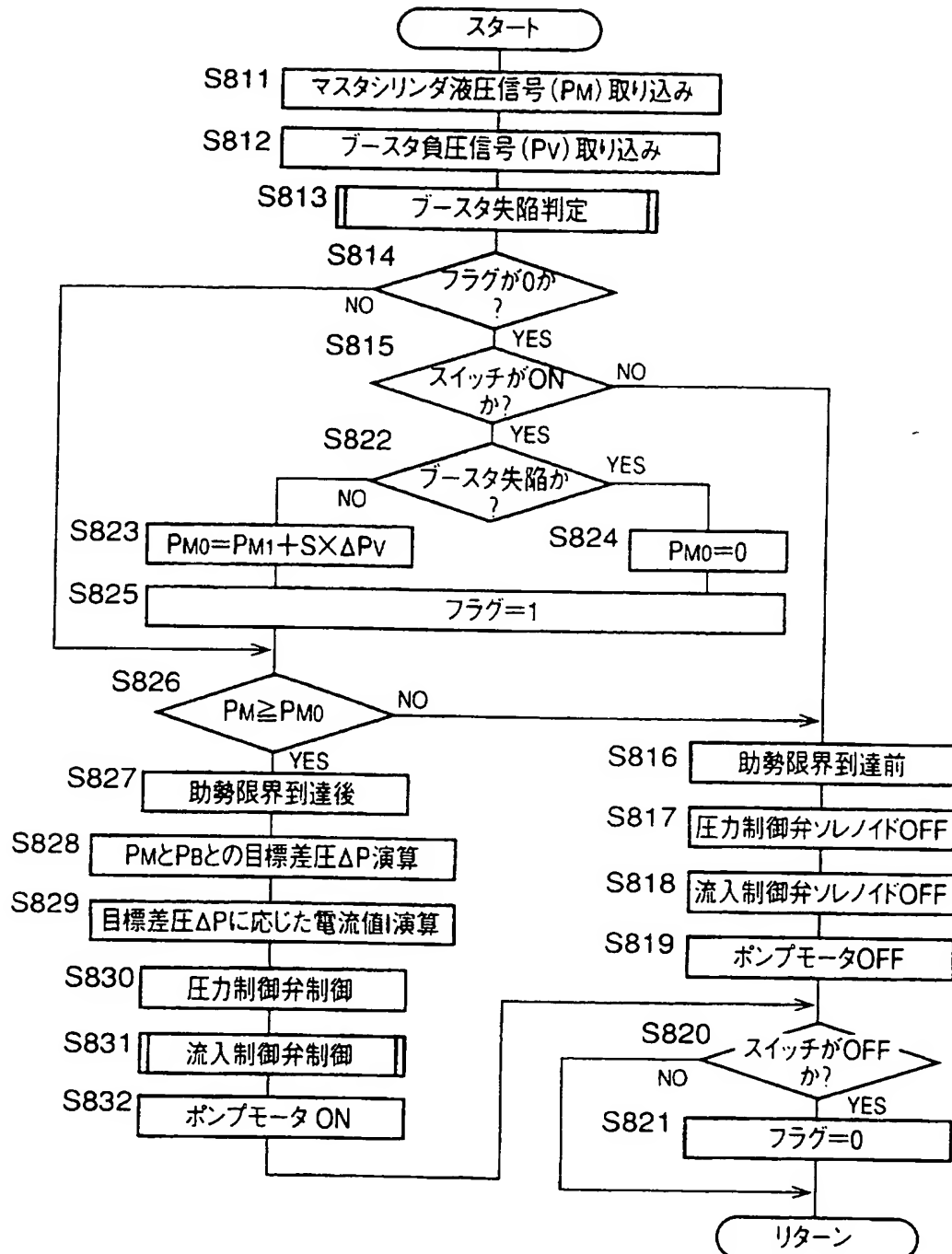
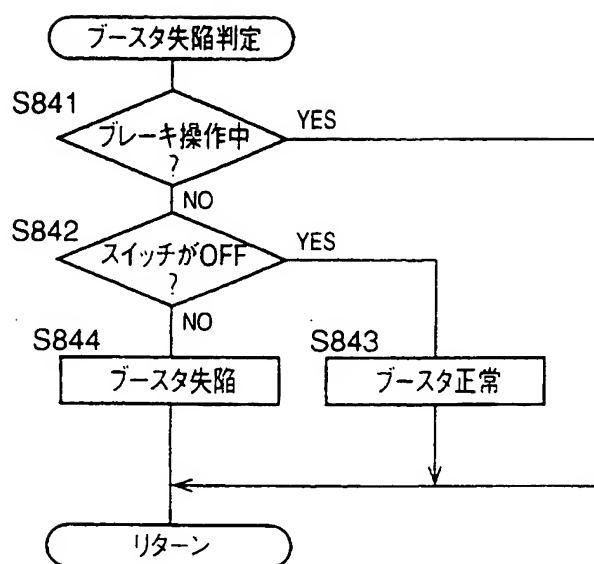


図 63



64

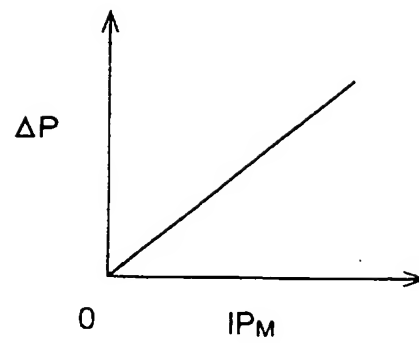
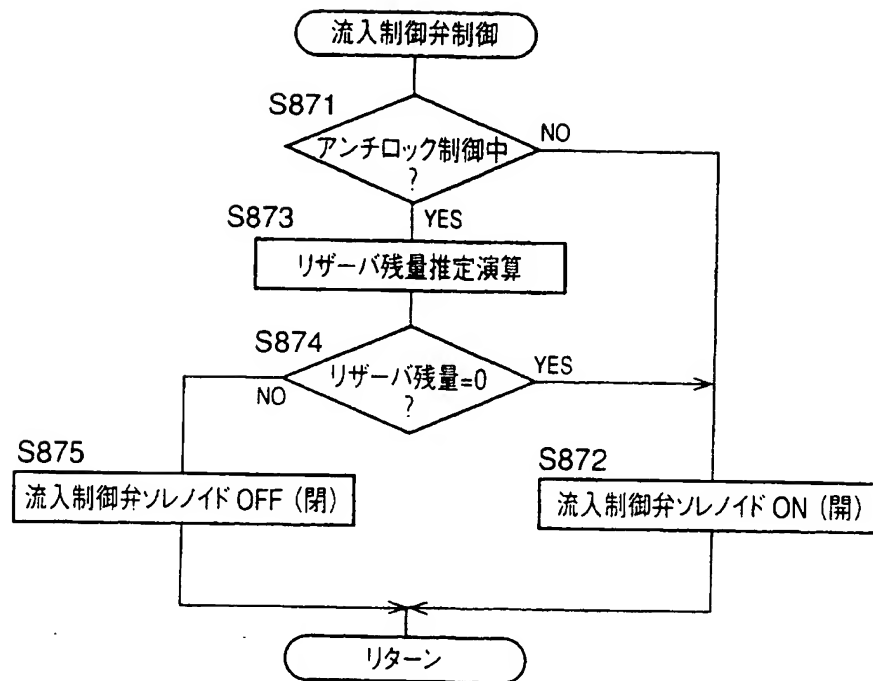


図 65



66

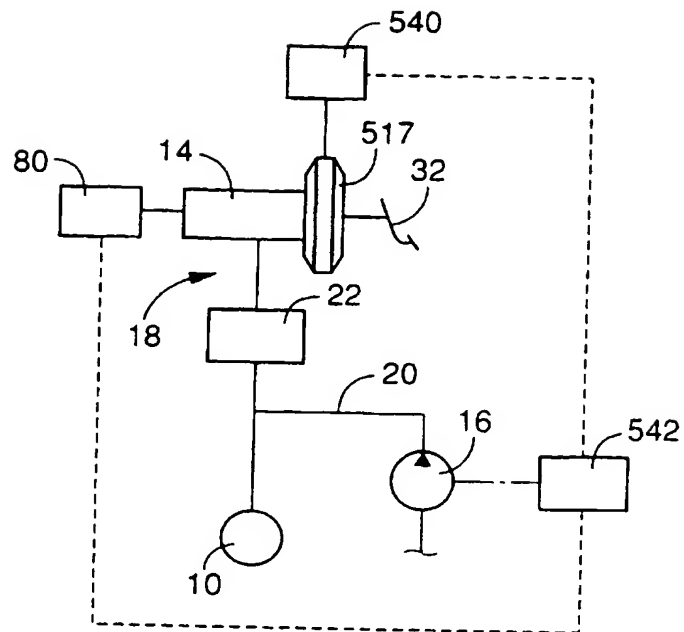


図 67

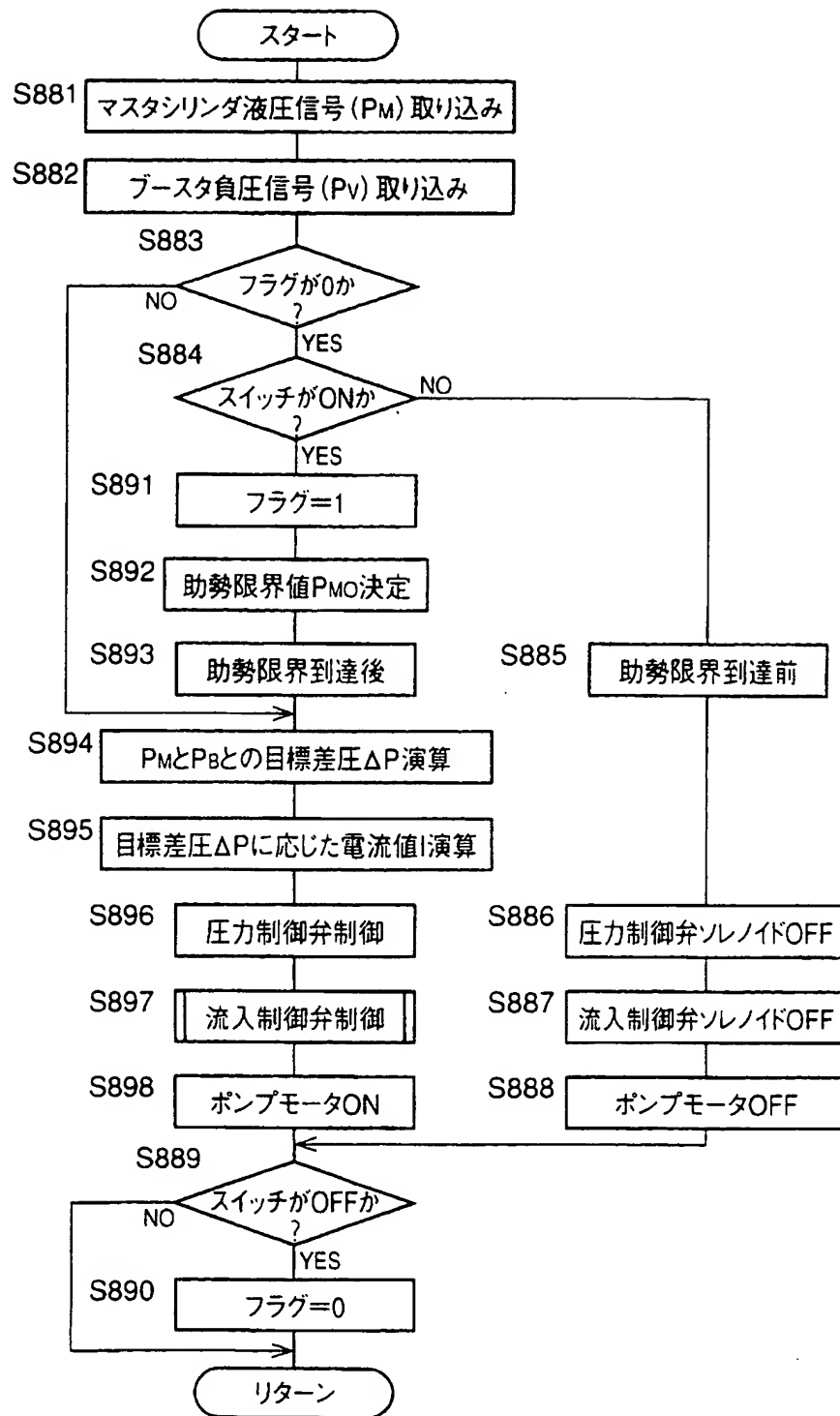


図 68

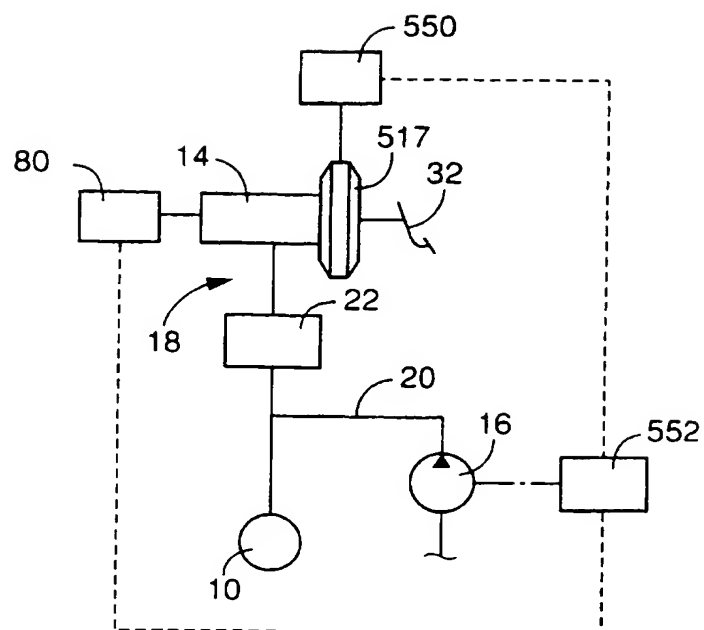
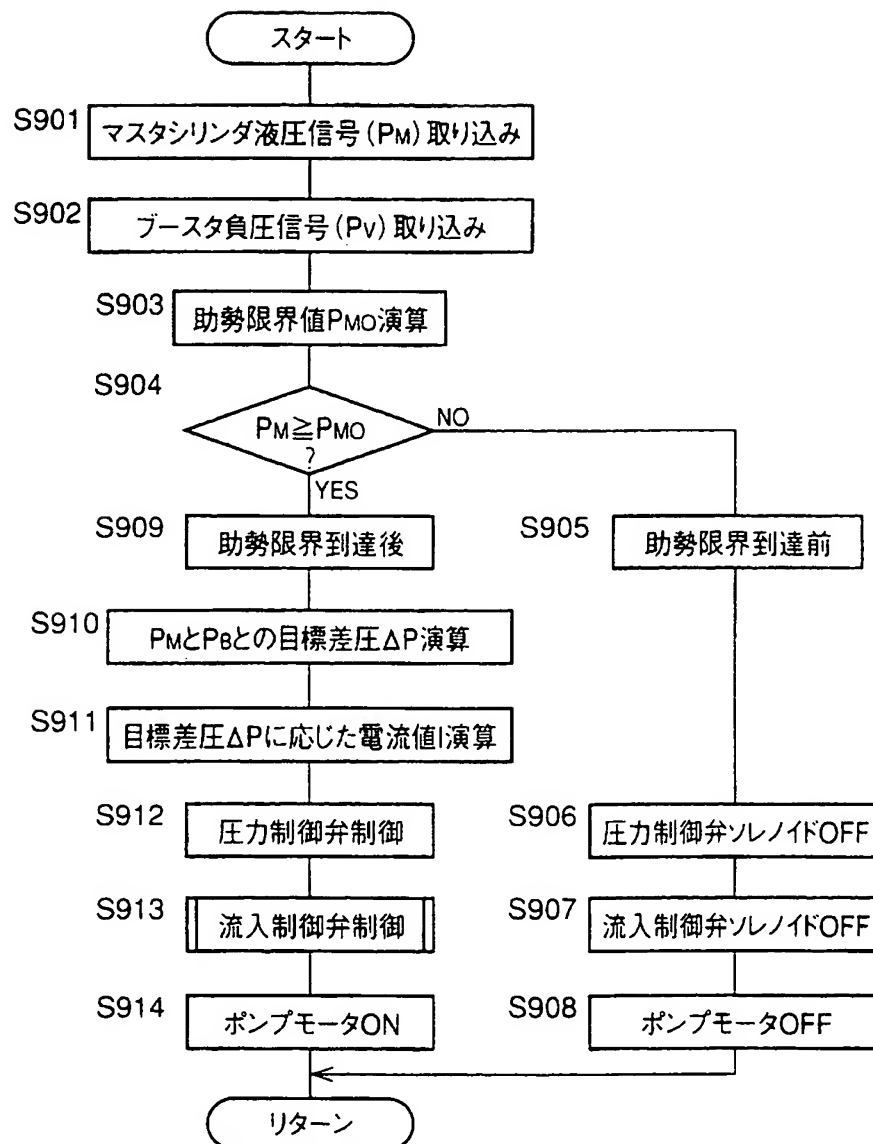
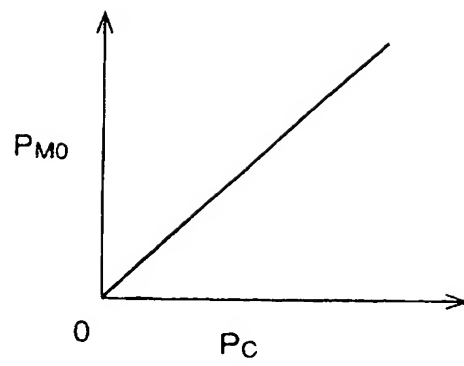


図 69





70



71

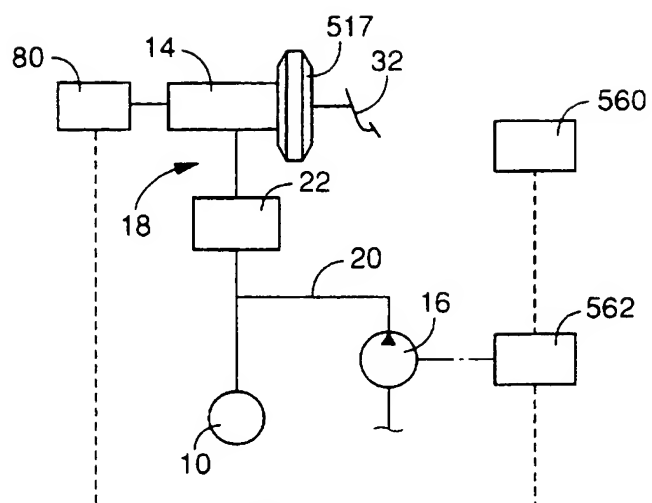


図 72

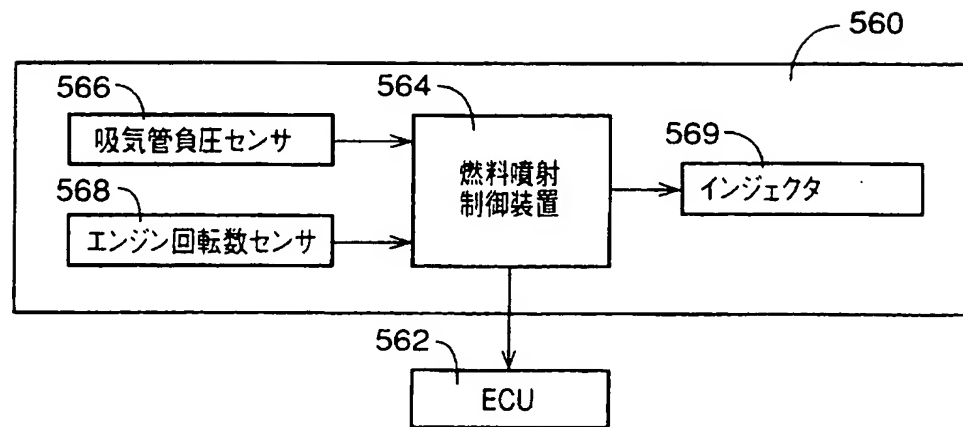
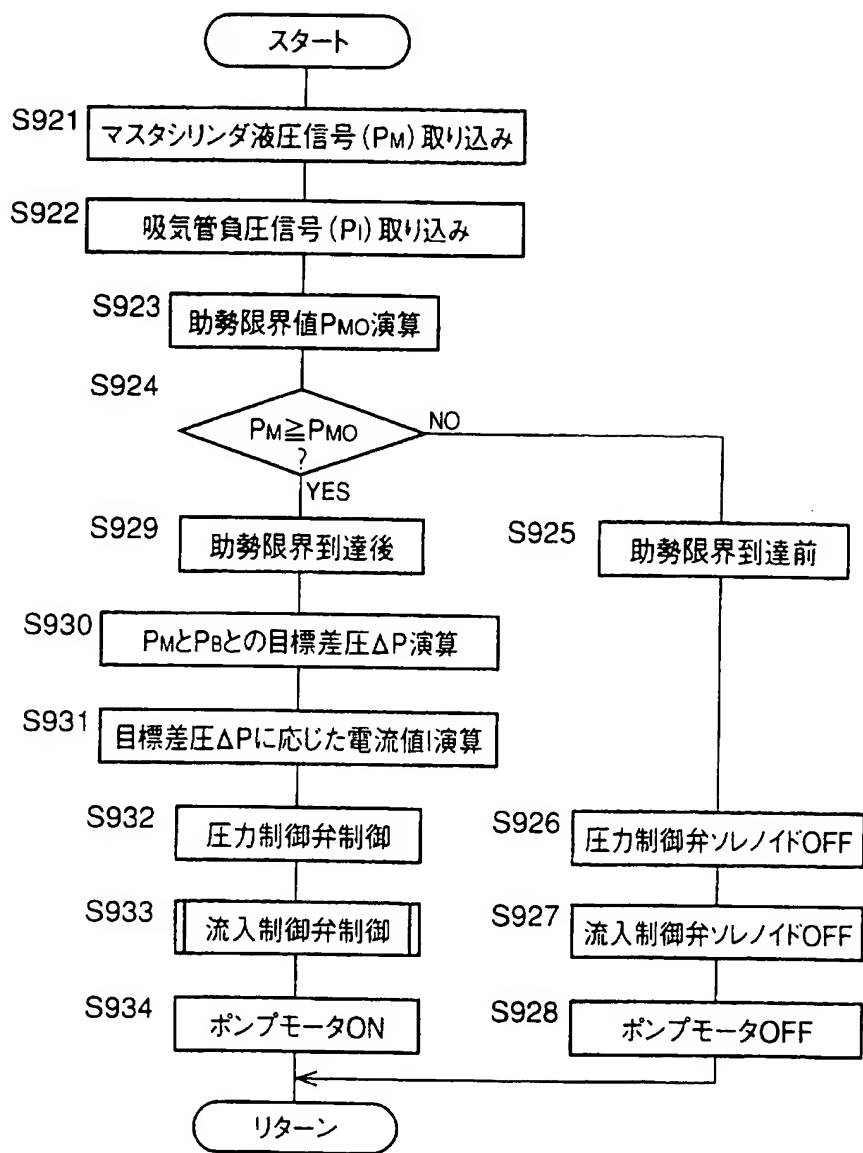


図 73



74

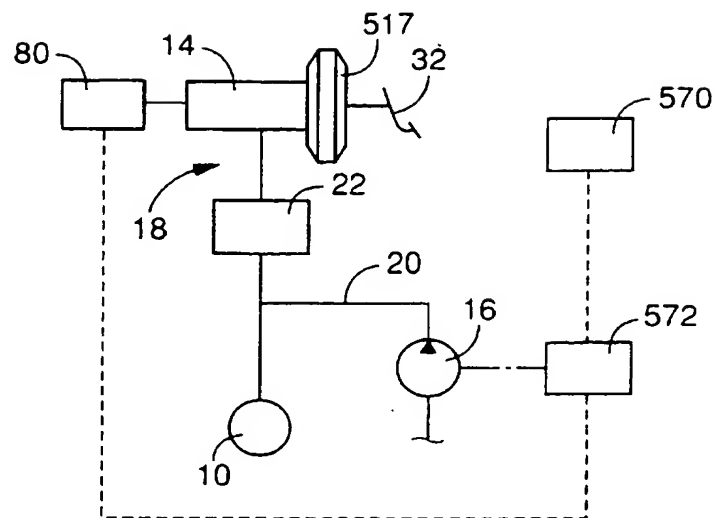


図 75

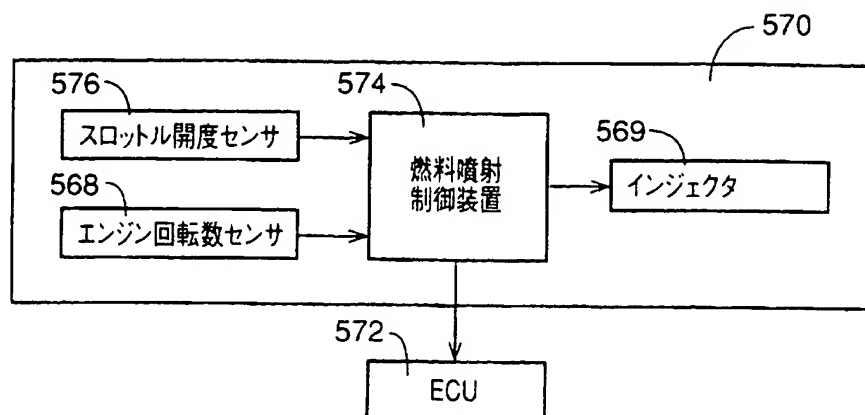


図 76

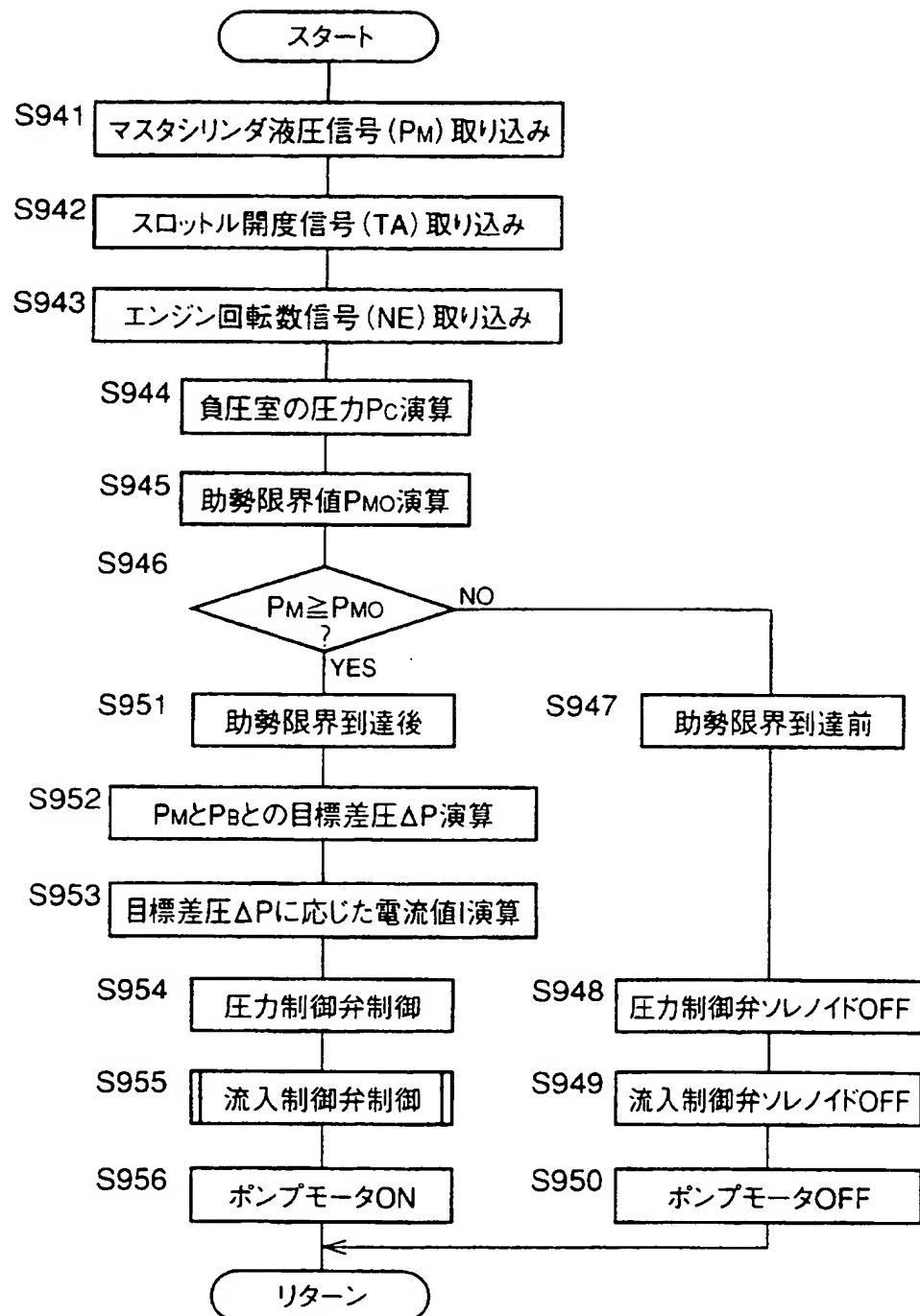
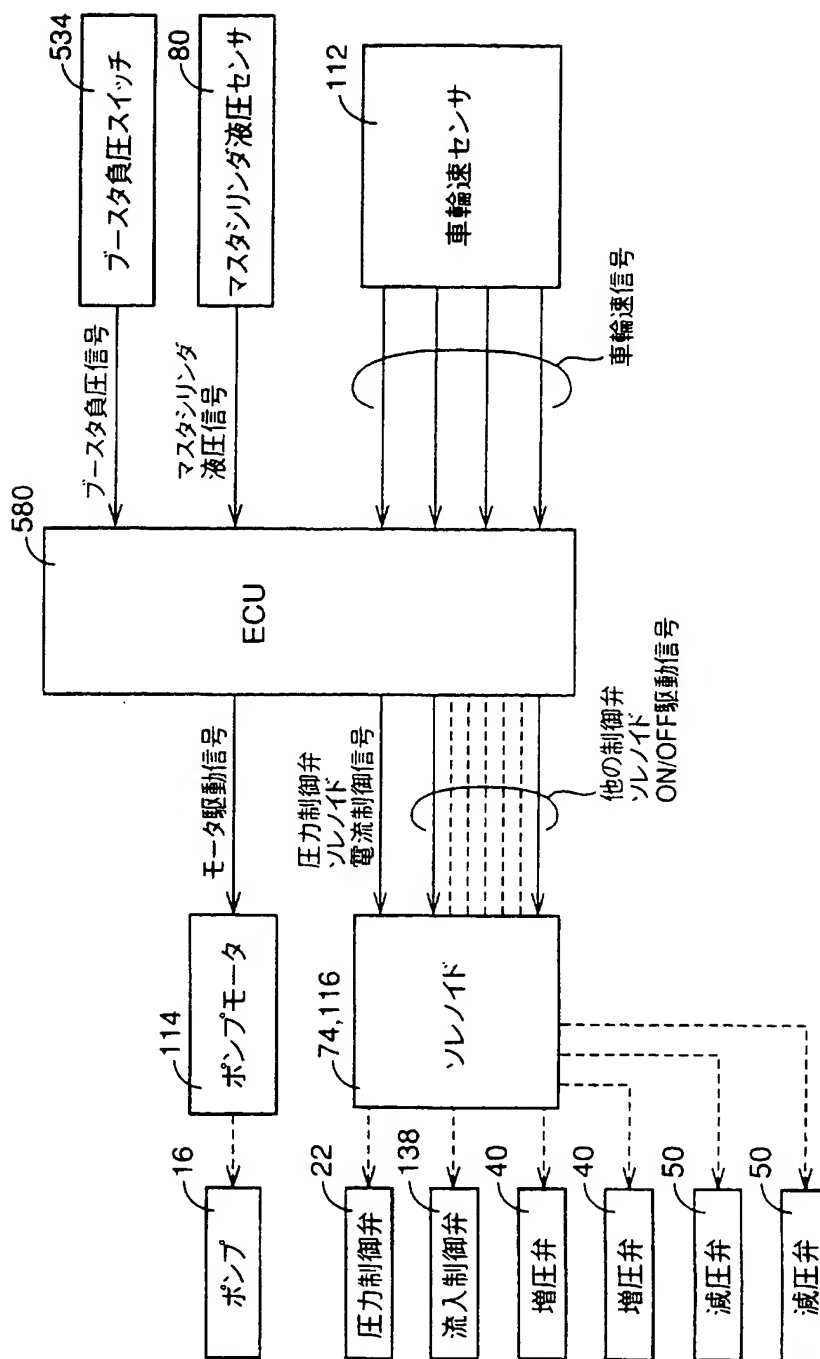
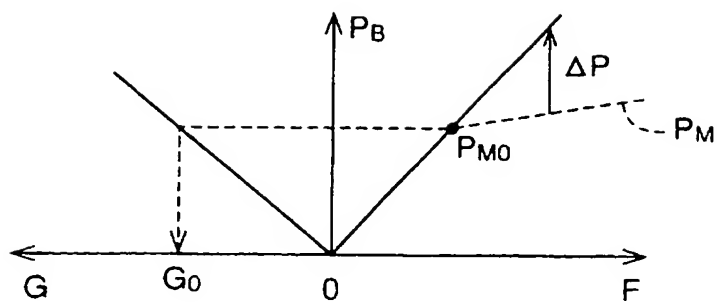


図 77





78



79

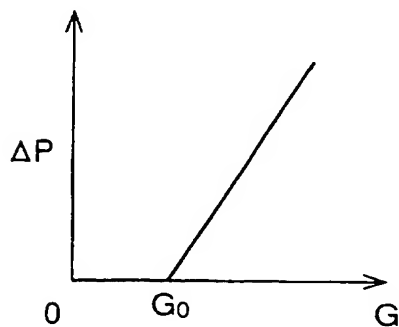


図 80

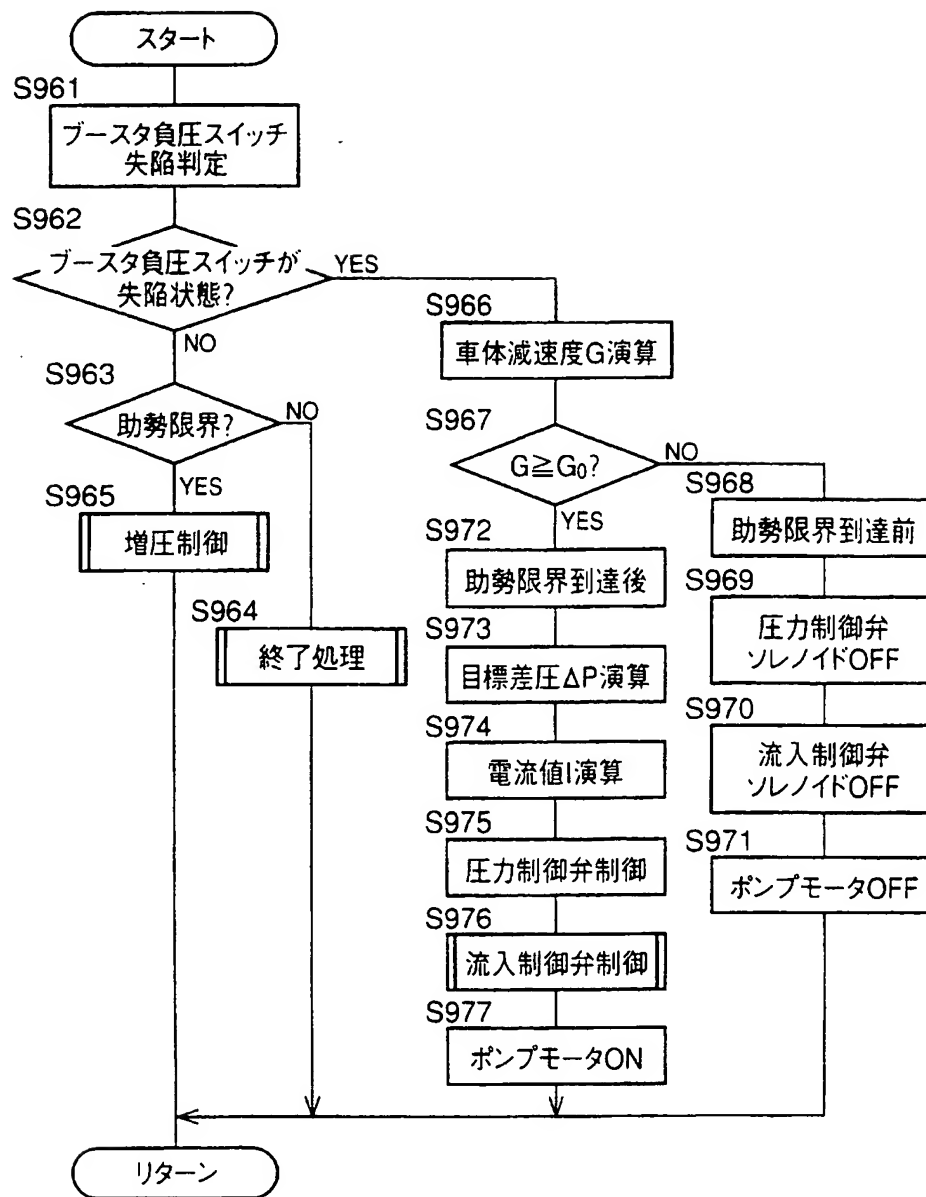


図 81

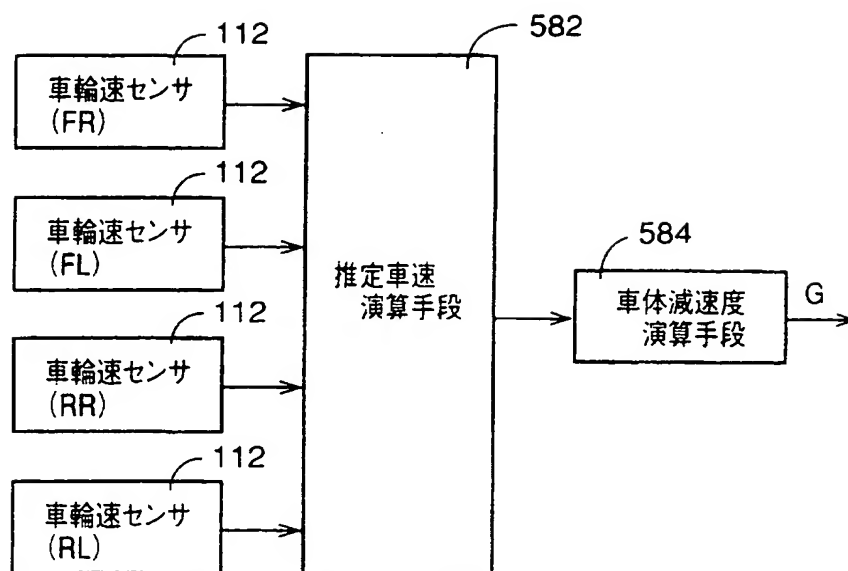
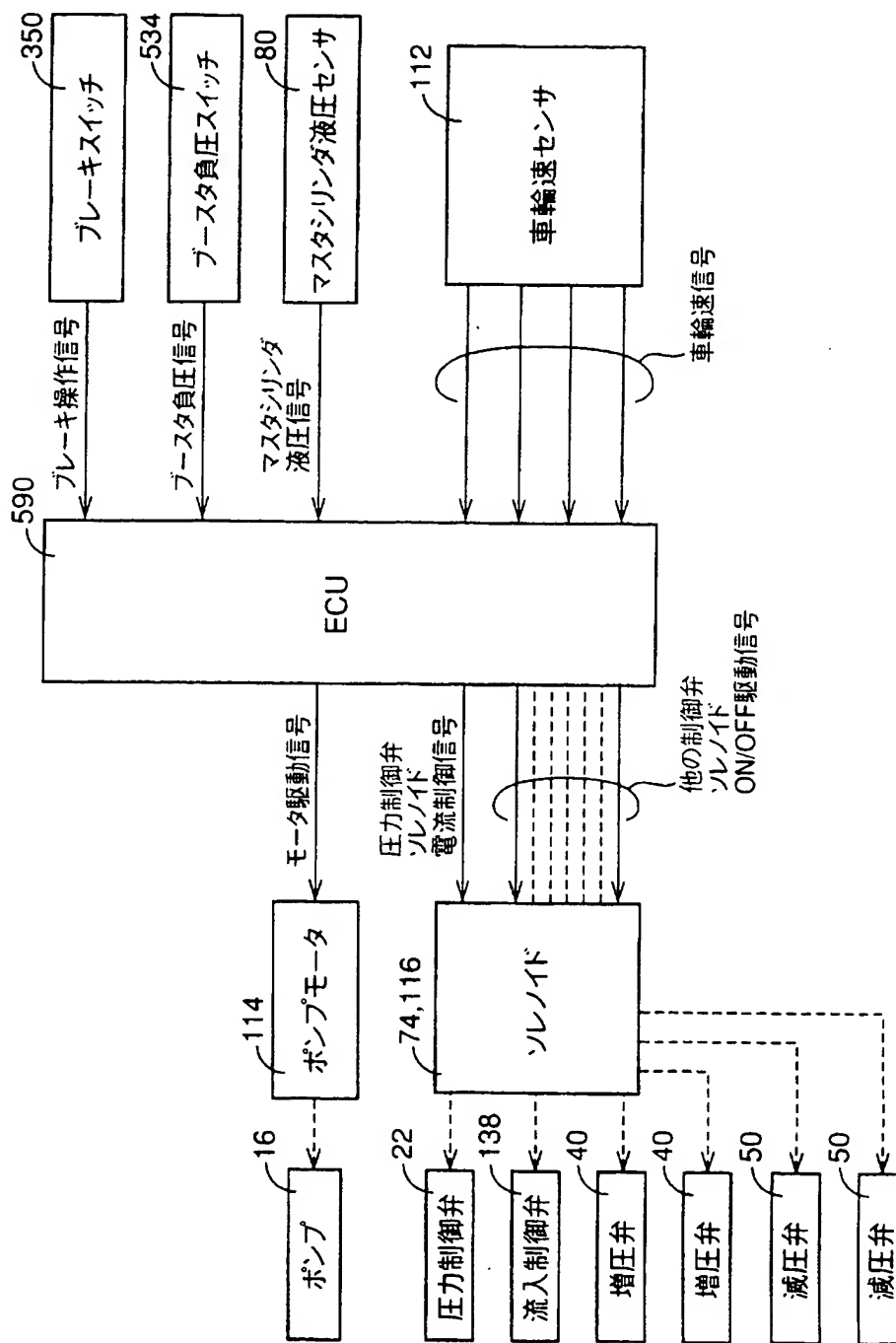


図 82



83

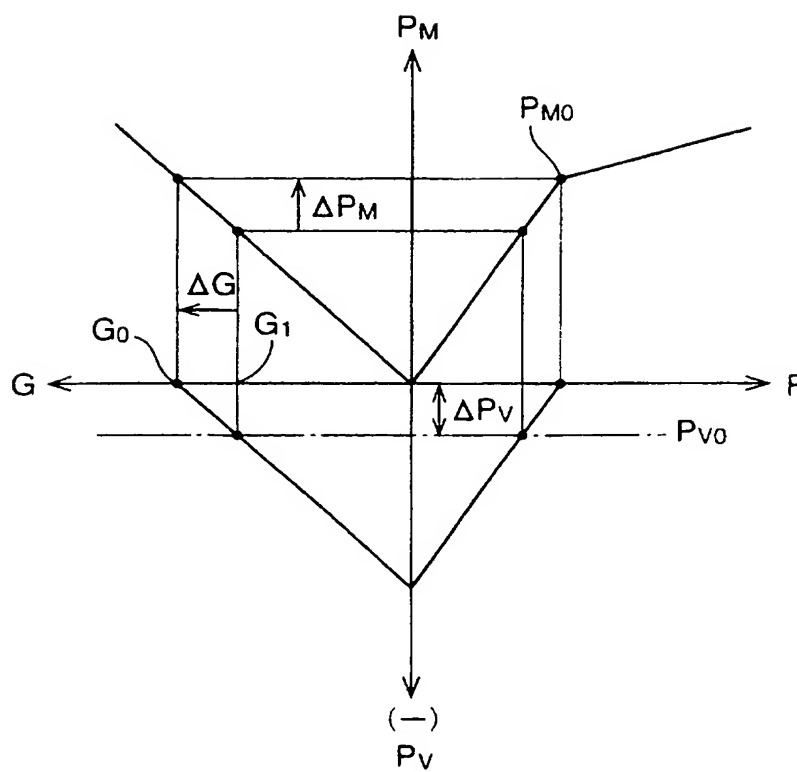


図 84

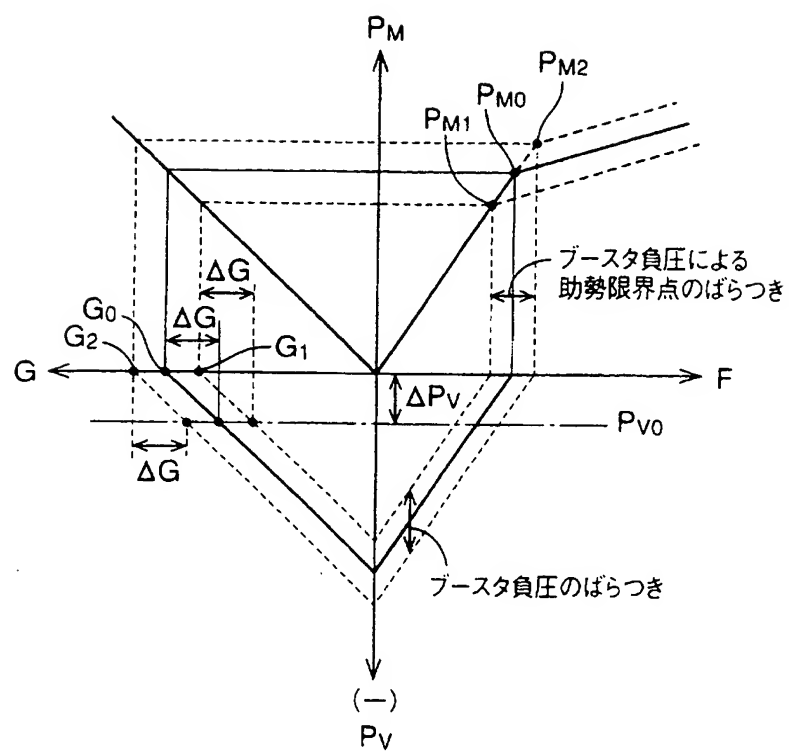
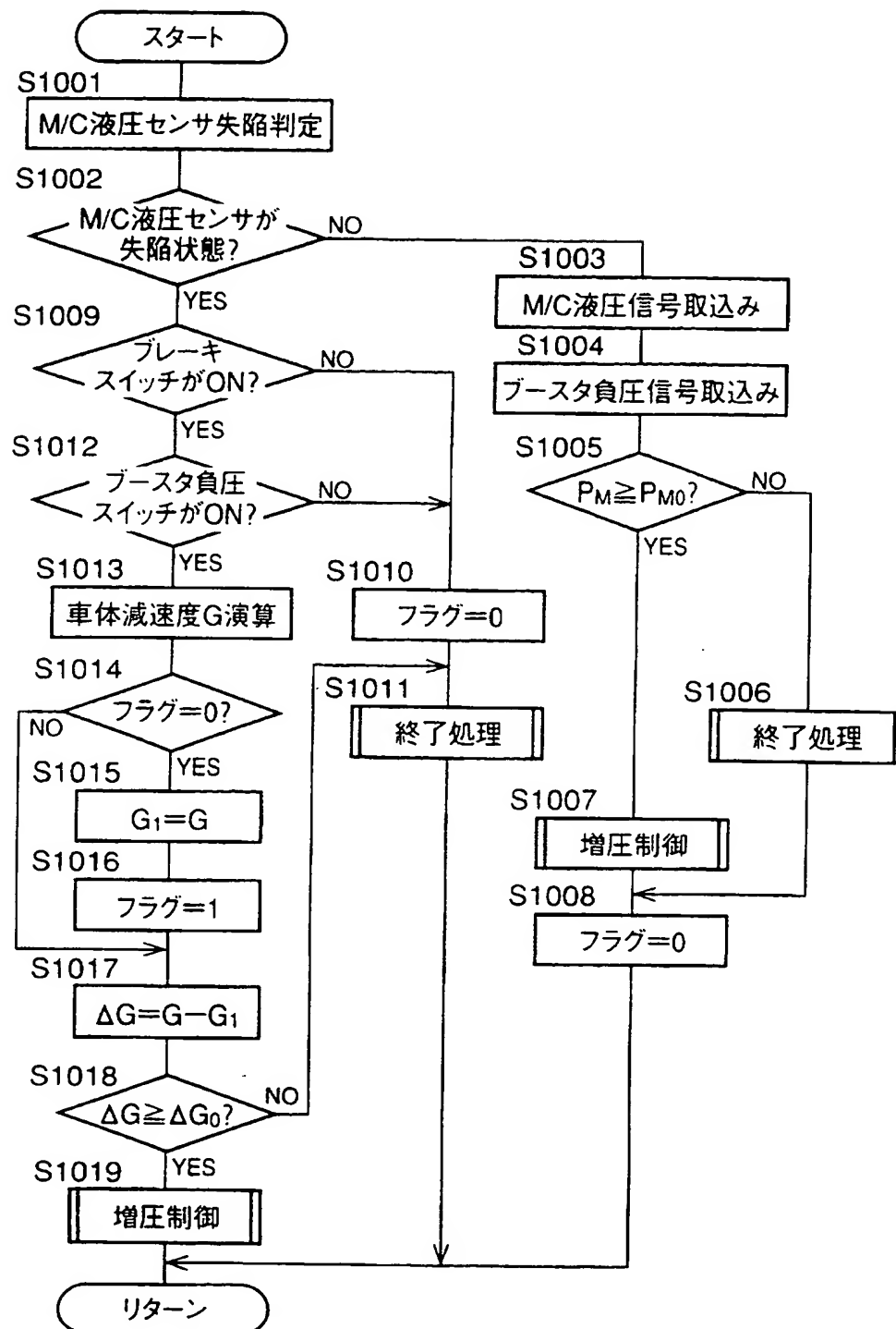


図 85



図

86

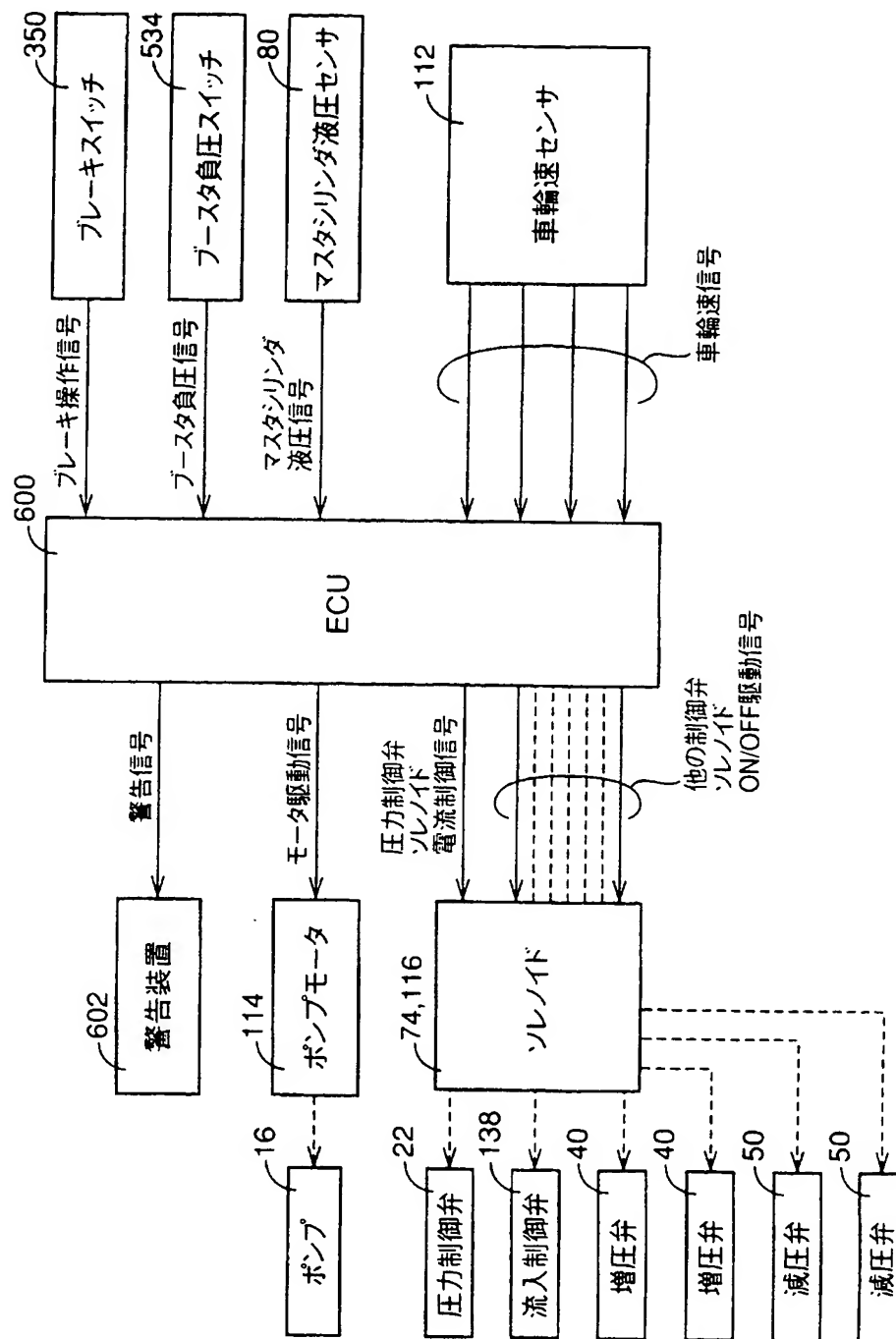




図 87

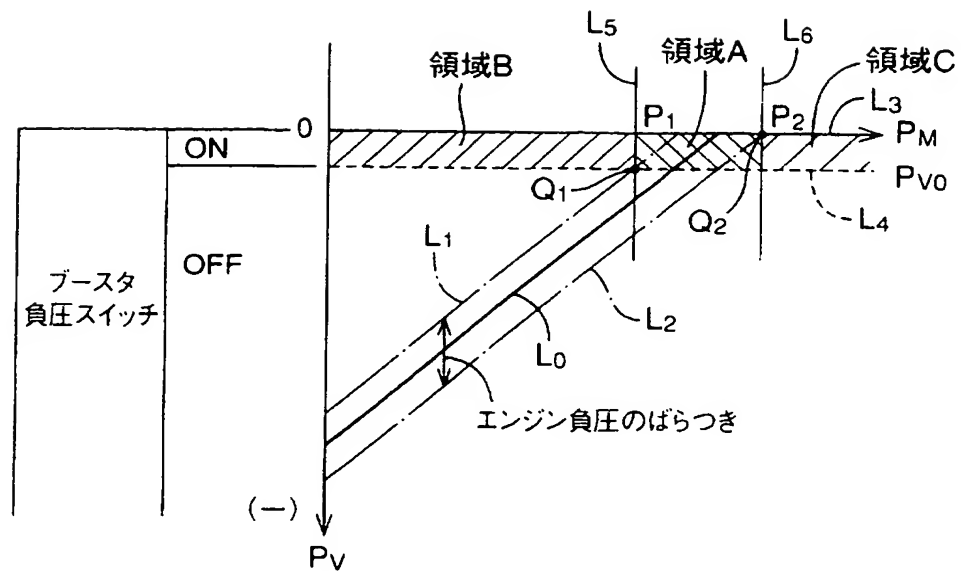
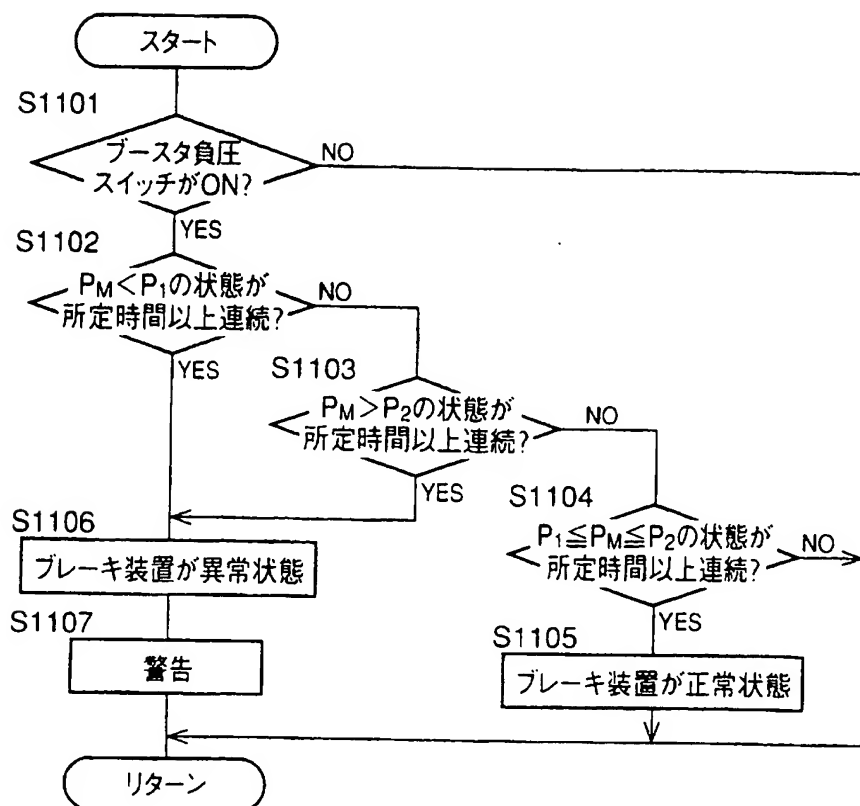


図 88



図

89

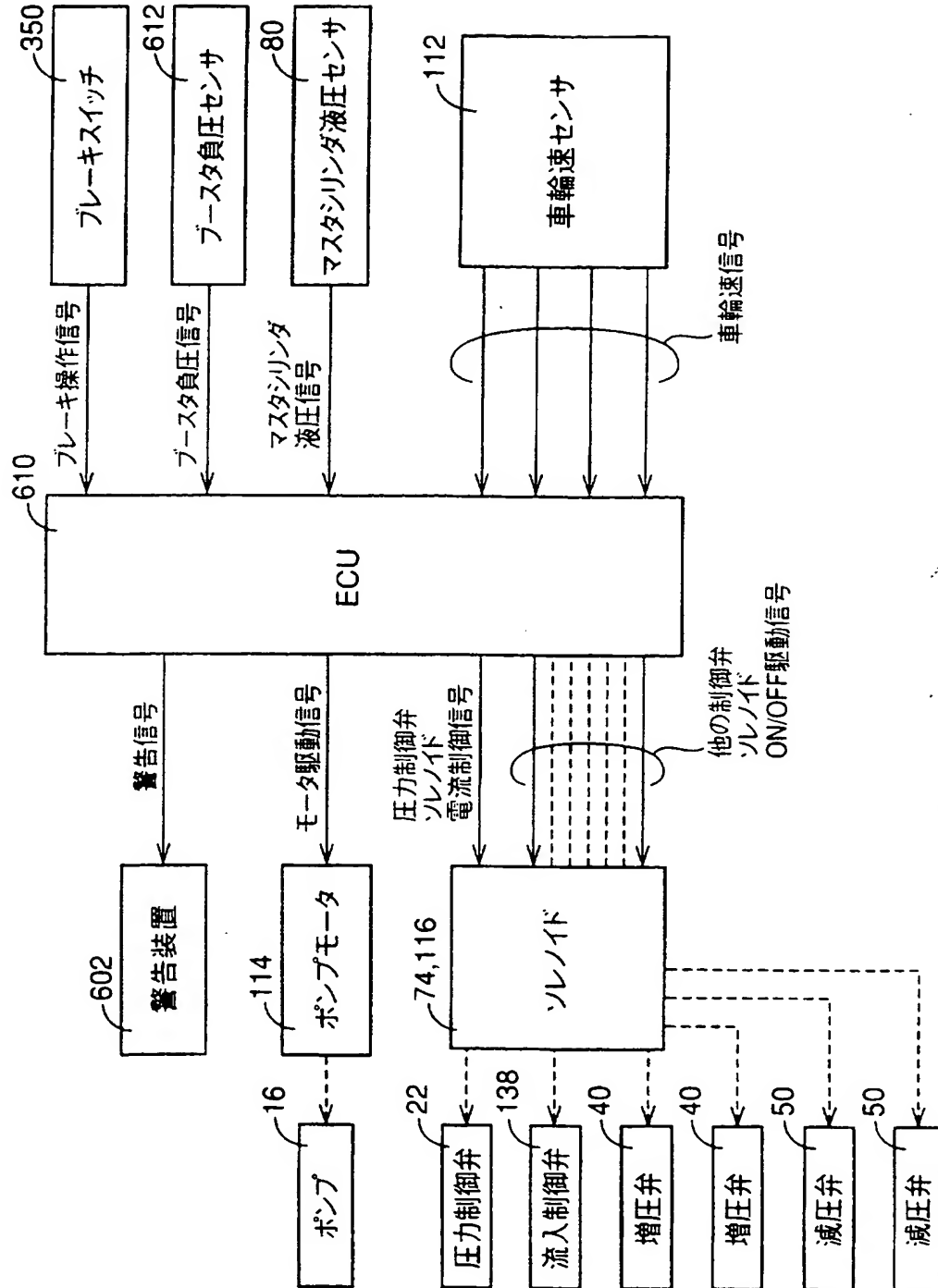


図 90

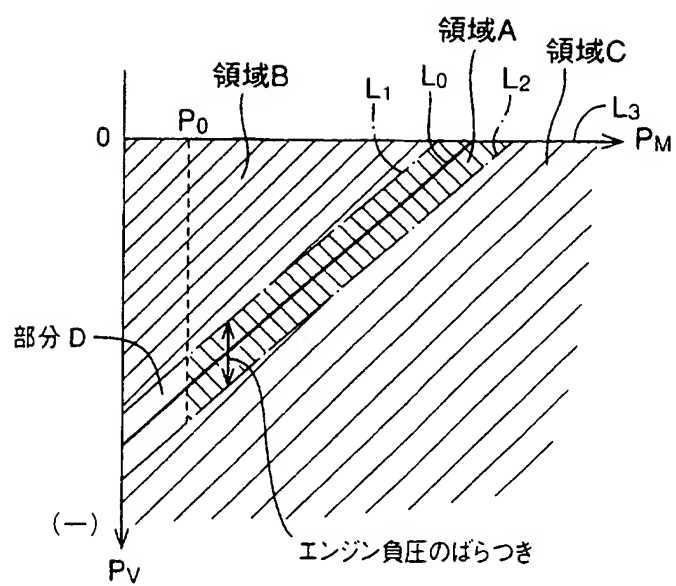


図 91

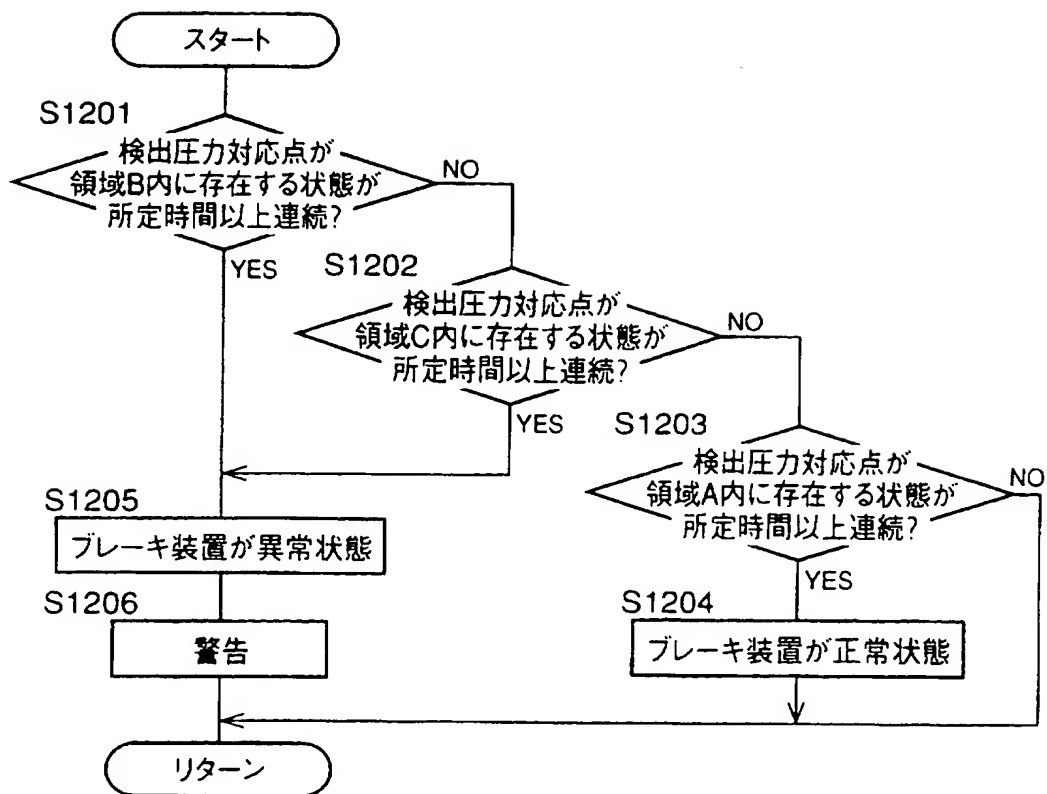
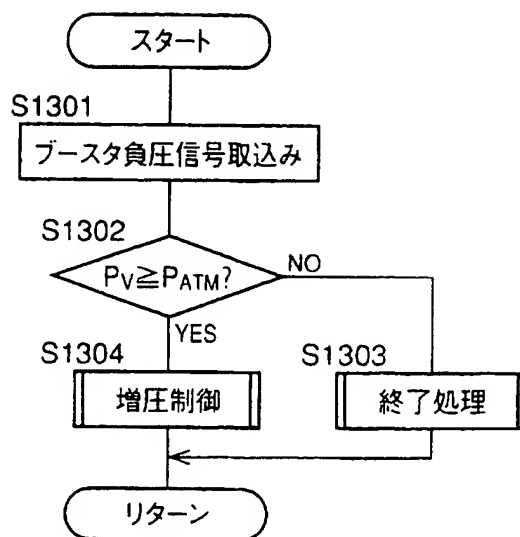
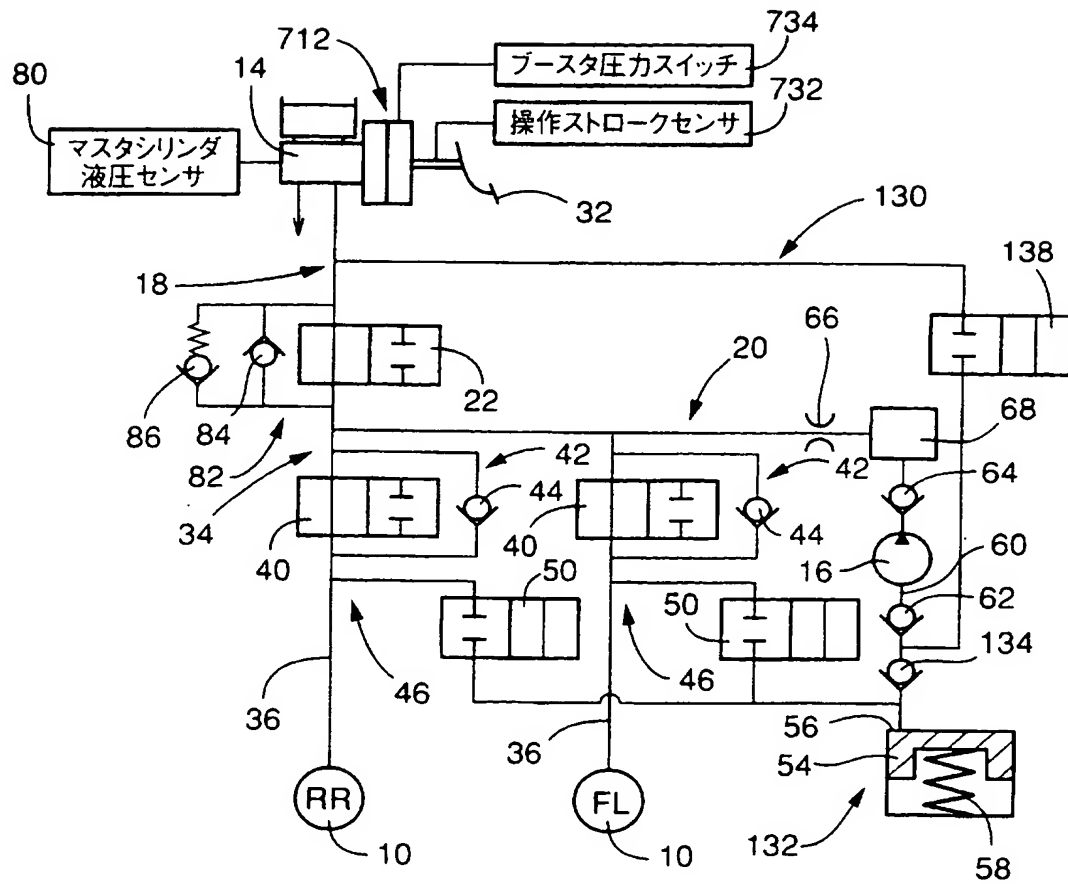


図 92



93



94

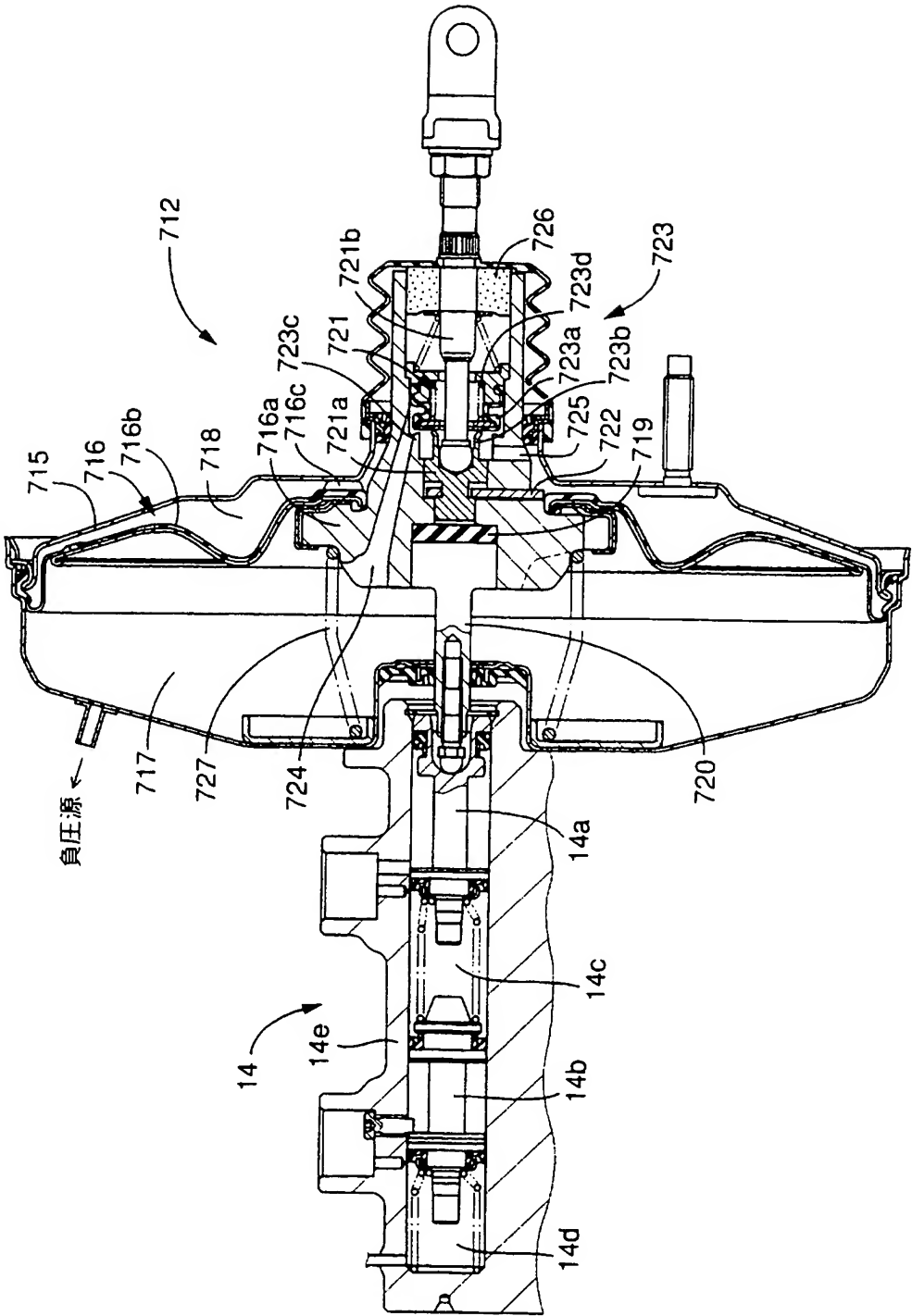




図 95

(A) 非作動状態

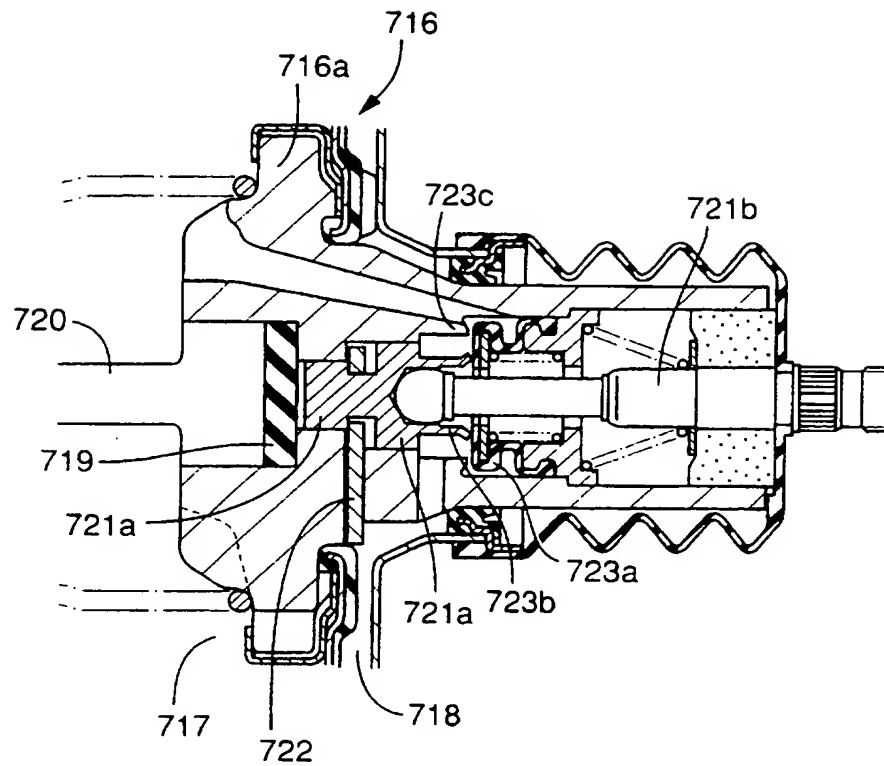
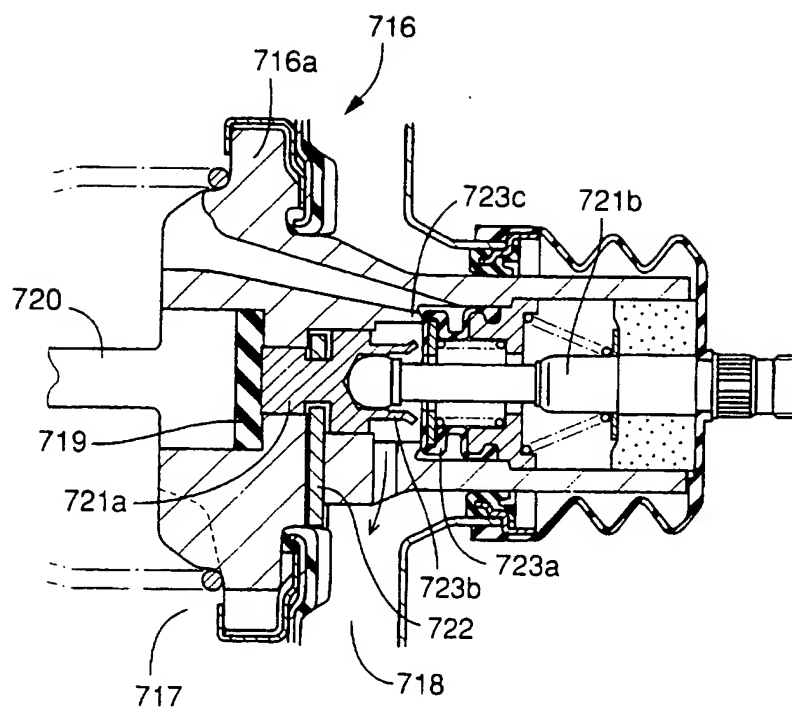


図 96

(B) 過渡状態



97

(C) 保持状態

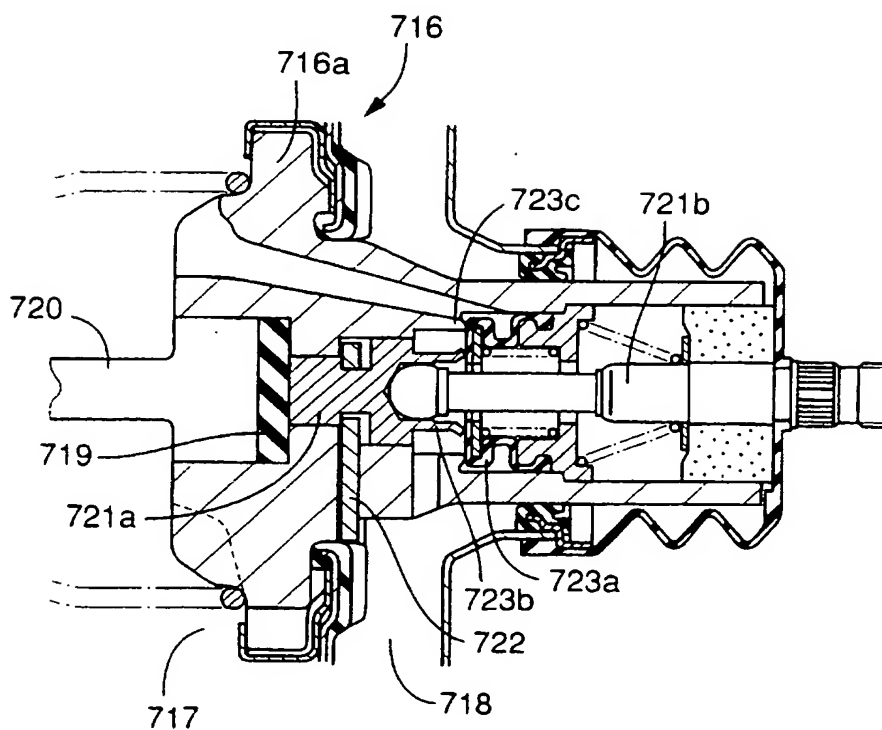


図 98

(D) 最大助勢状態

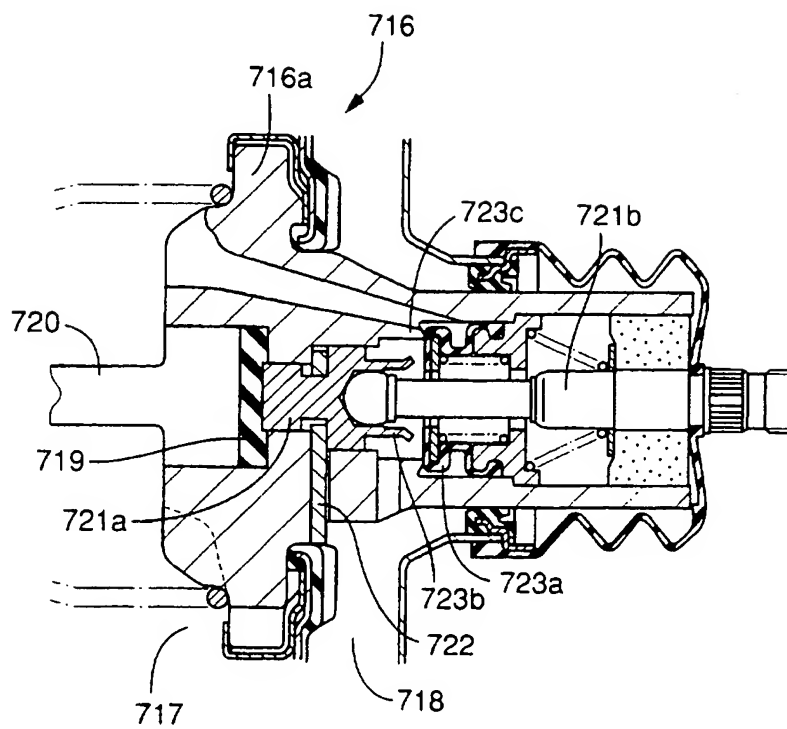


図 99

(E) 解放状態

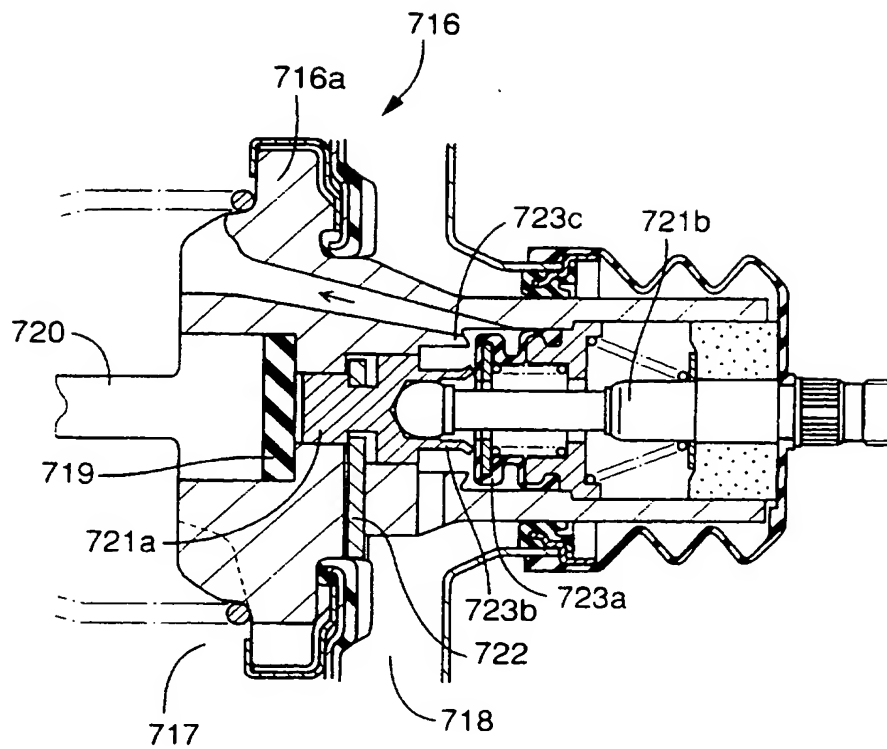


図 100

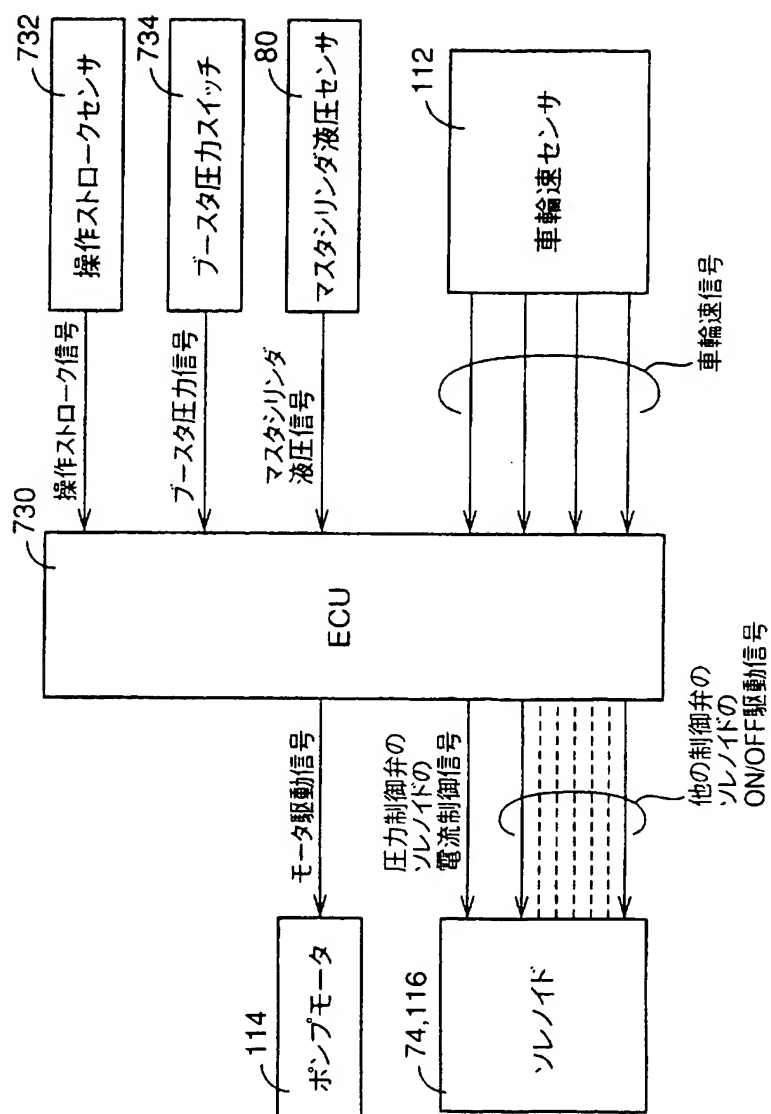


図 101

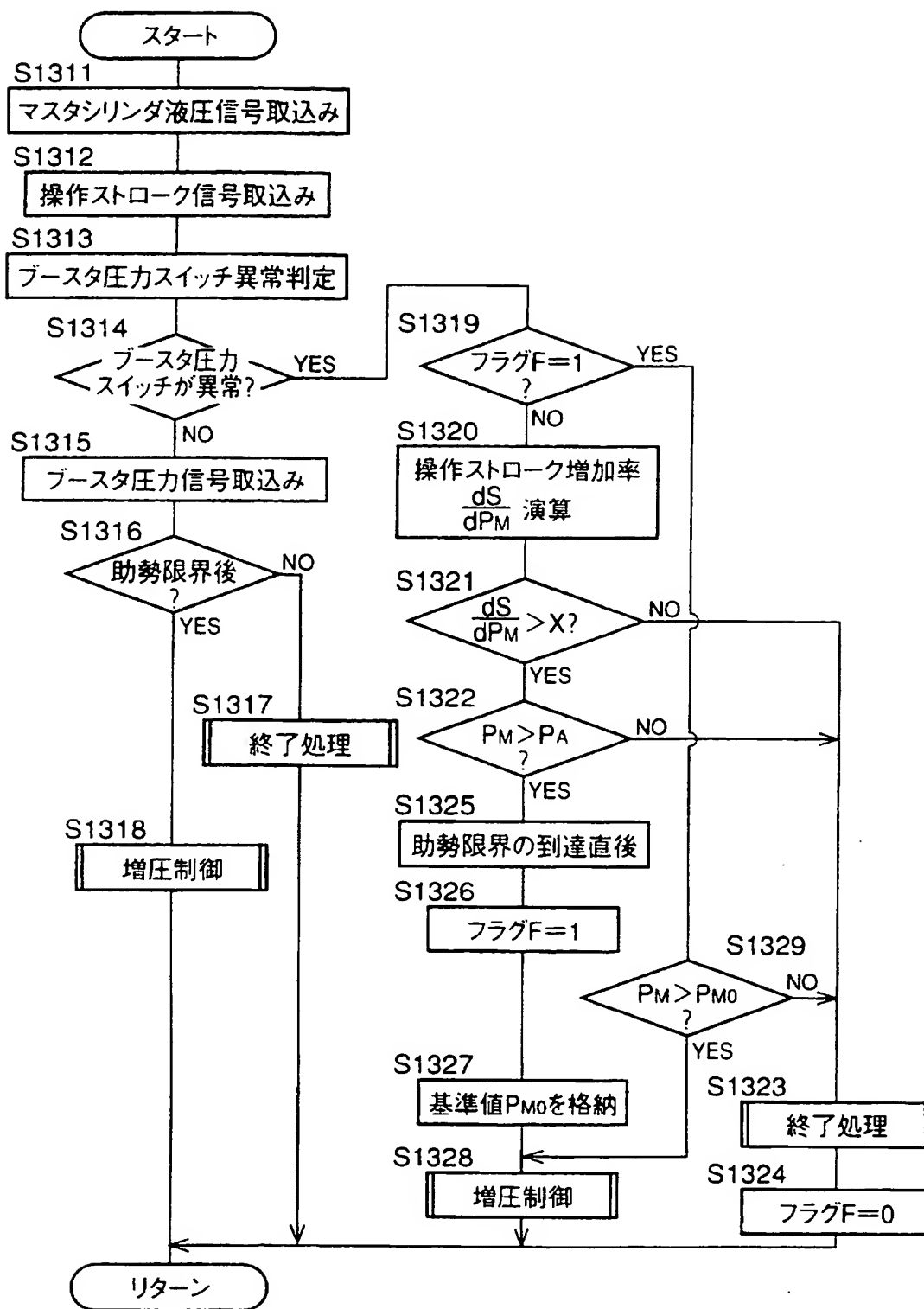


図 102

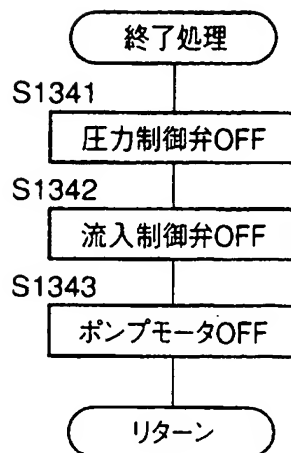
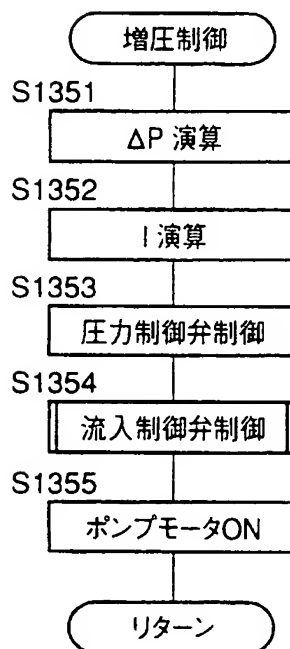
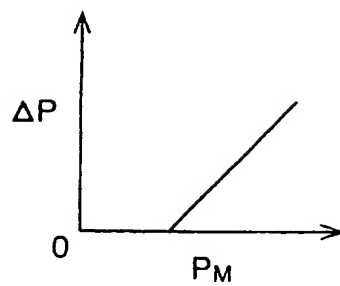


図 103





104



105

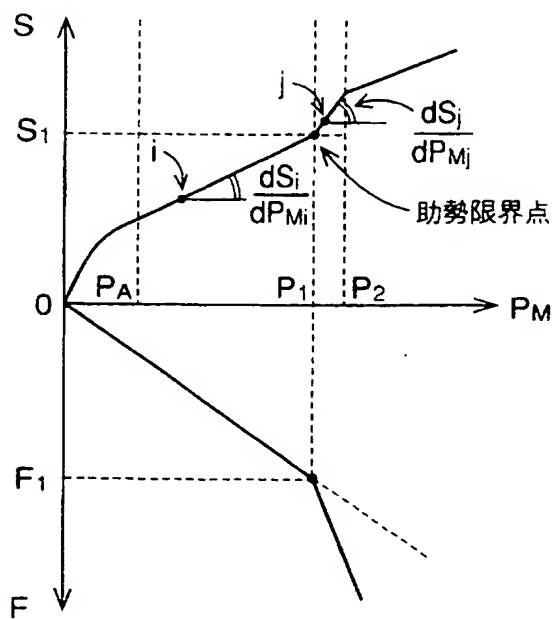


図 106

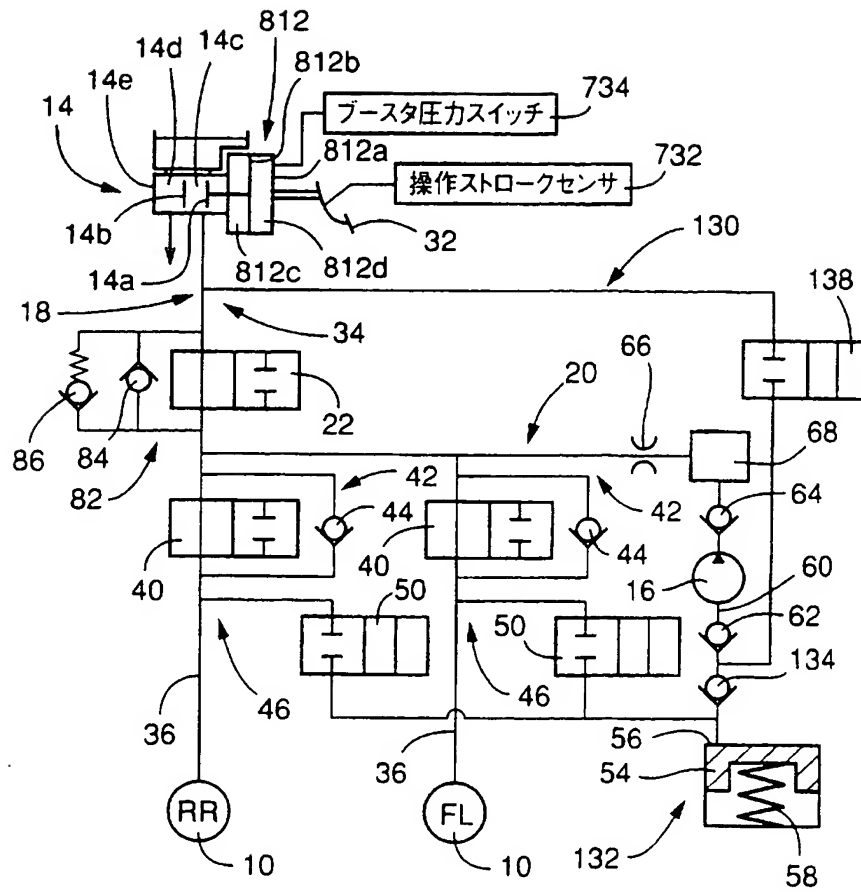


図 107

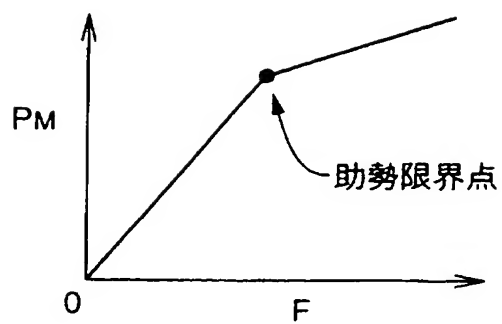


図 108

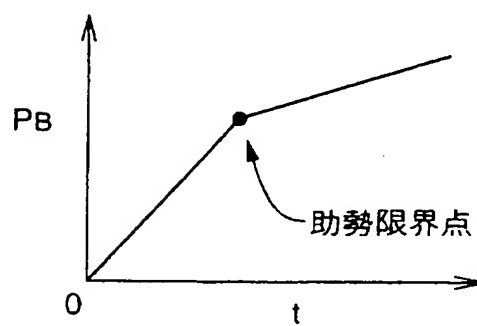
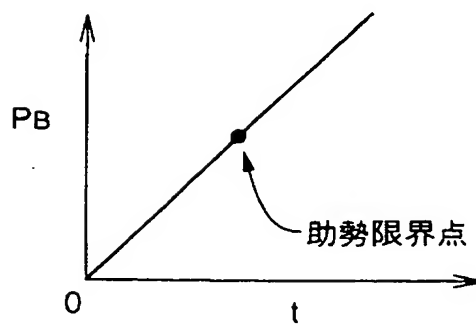


図 109





110

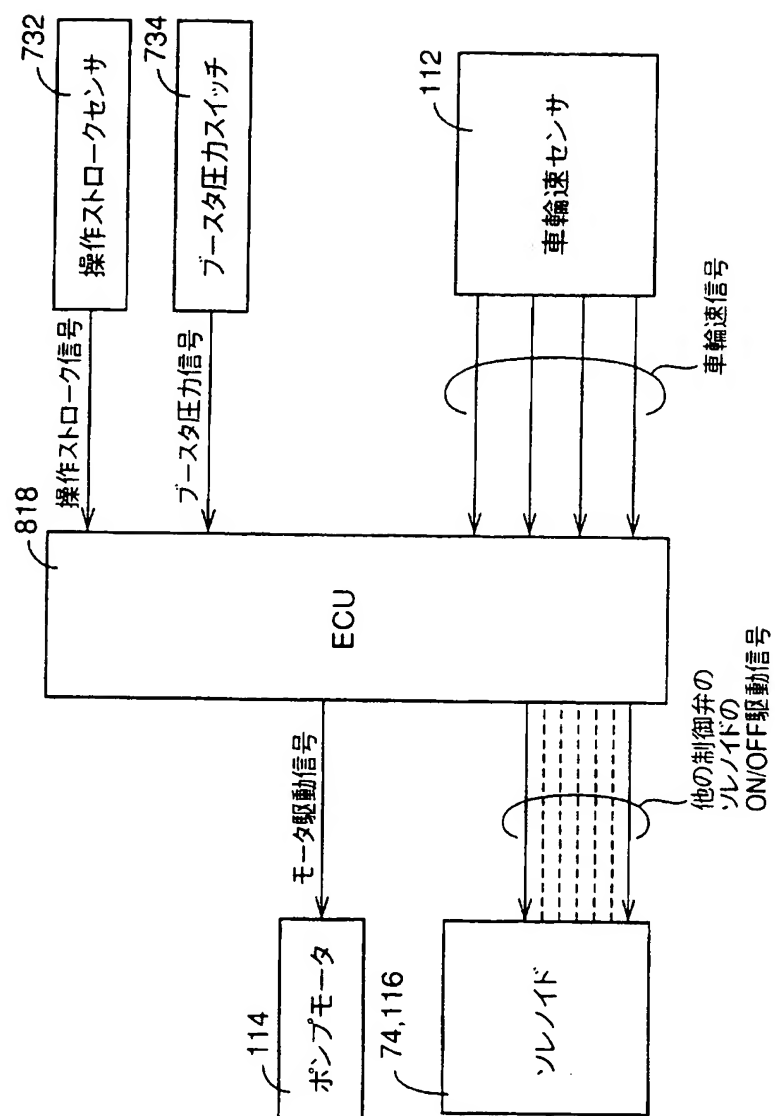


図 111

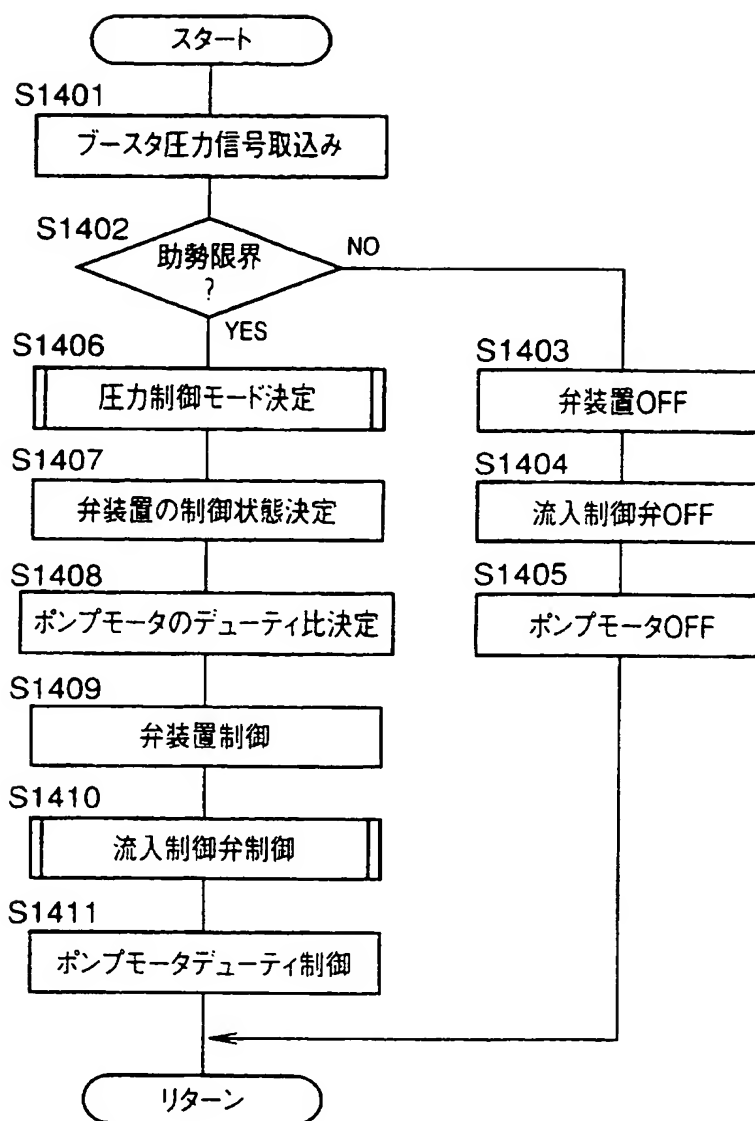
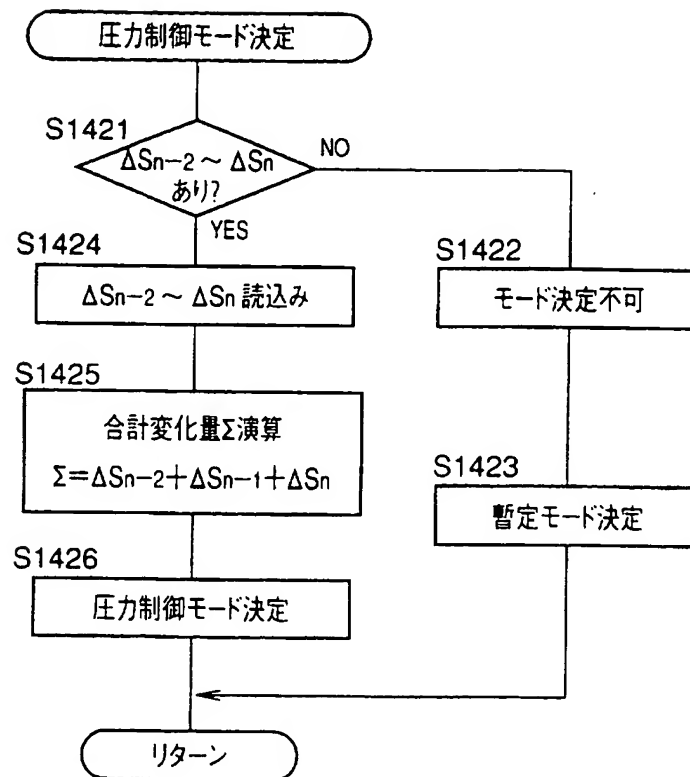


図 112





113

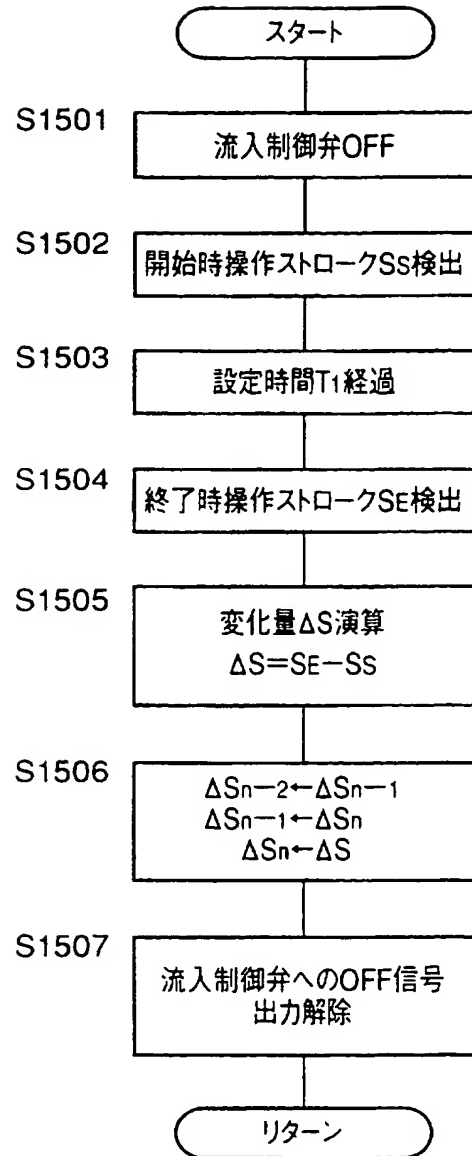


図 114

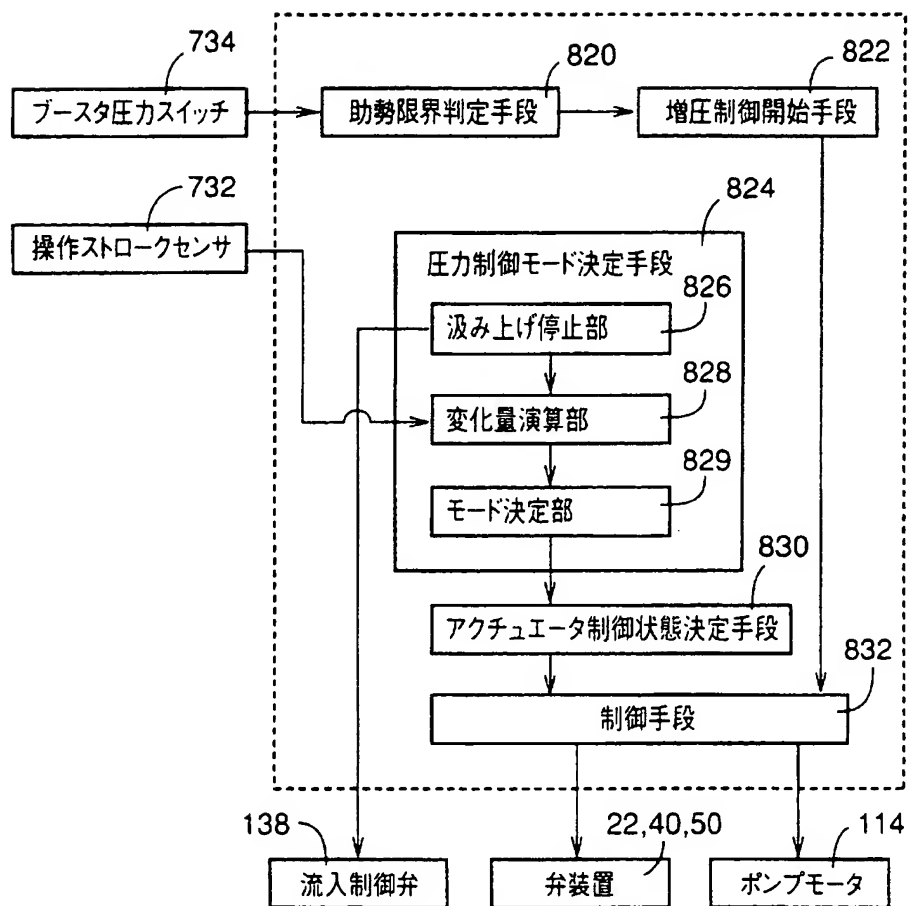




図 115

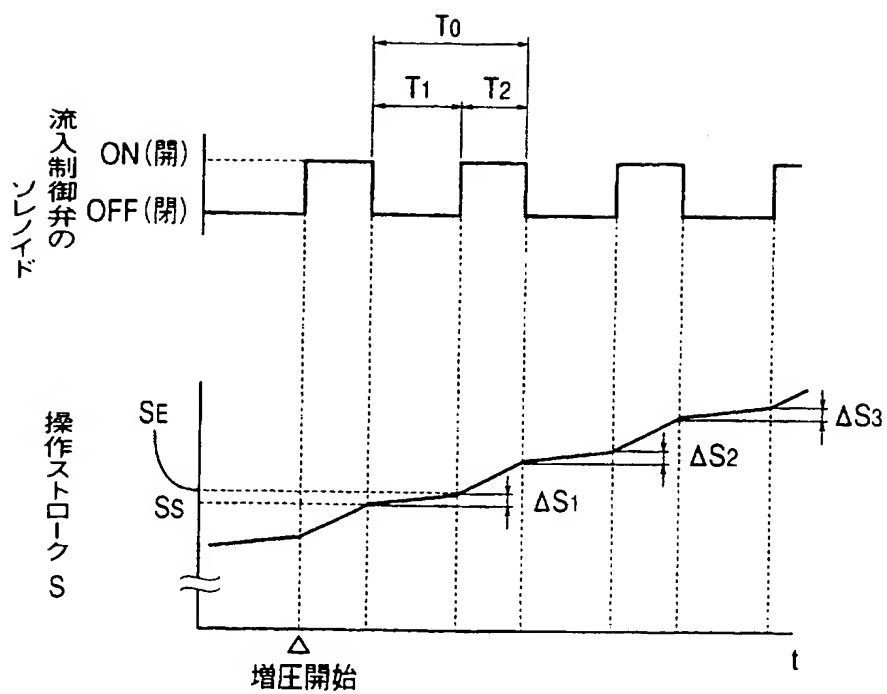


図 116

RAM
SSメモリ
SEメモリ
$\Delta S_n$ メモリ
$\Delta S_{n-1}$ メモリ
$\Delta S_{n-2}$ メモリ
⋮

図 117

		圧力制御 モード	流通制御弁	増圧弁	減圧弁	ポンプモータの デューティ比
合計変化量 $\Sigma$	正 $+\Sigma 1$ $+\Sigma 2$	急増圧	ON(閉)	OFF(開)	OFF(閉)	100%
		緩増圧	ON(閉)	OFF(開)	OFF(閉)	30%
		保 持	ON(閉)	OFF(開)	OFF(閉)	0%
	負 $-\Sigma 3$ $-\Sigma 4$	緩減圧	ON OFF 	OFF(開)	OFF(閉)	0%
		急減圧	OFF(開)	OFF(開)	OFF(閉)	0%

118

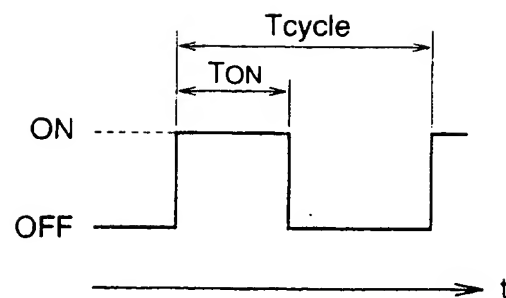


図 119

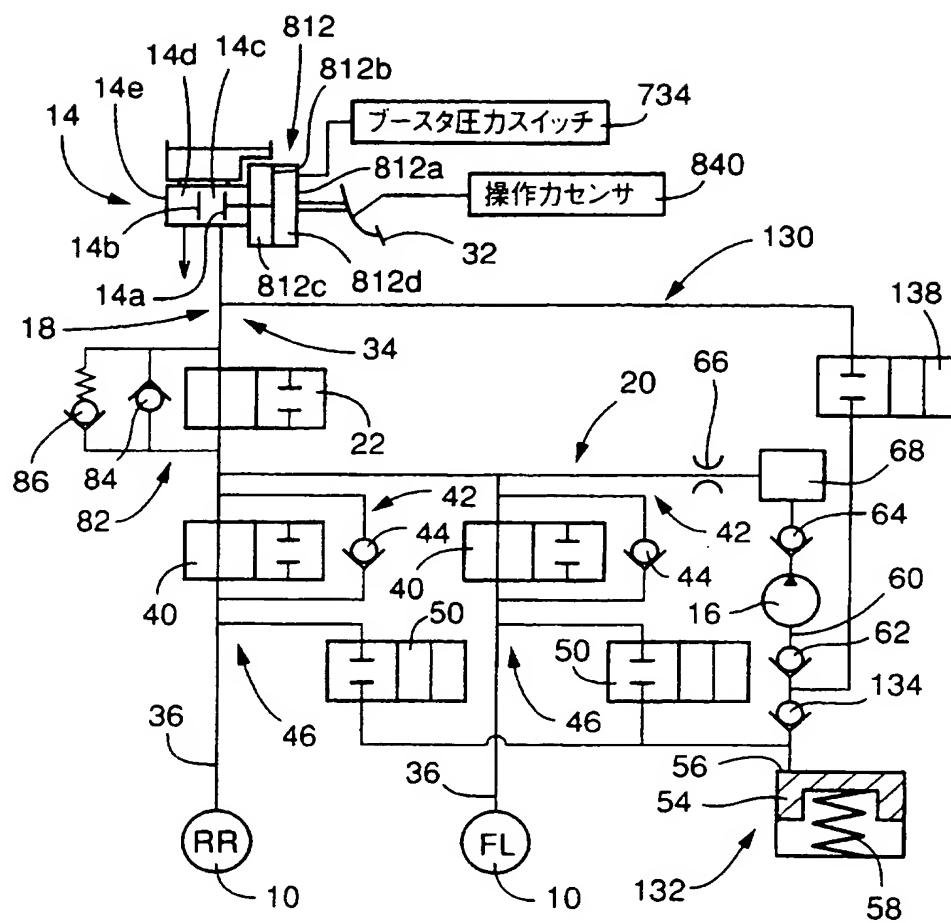


図 120

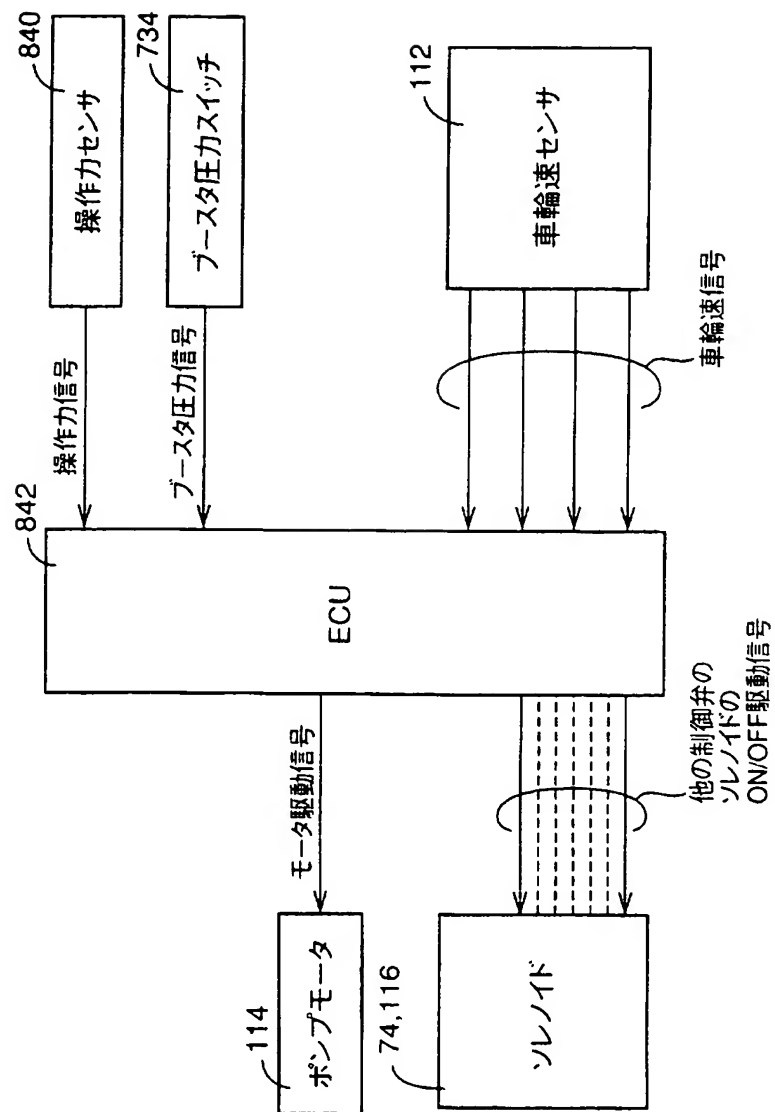


図 121

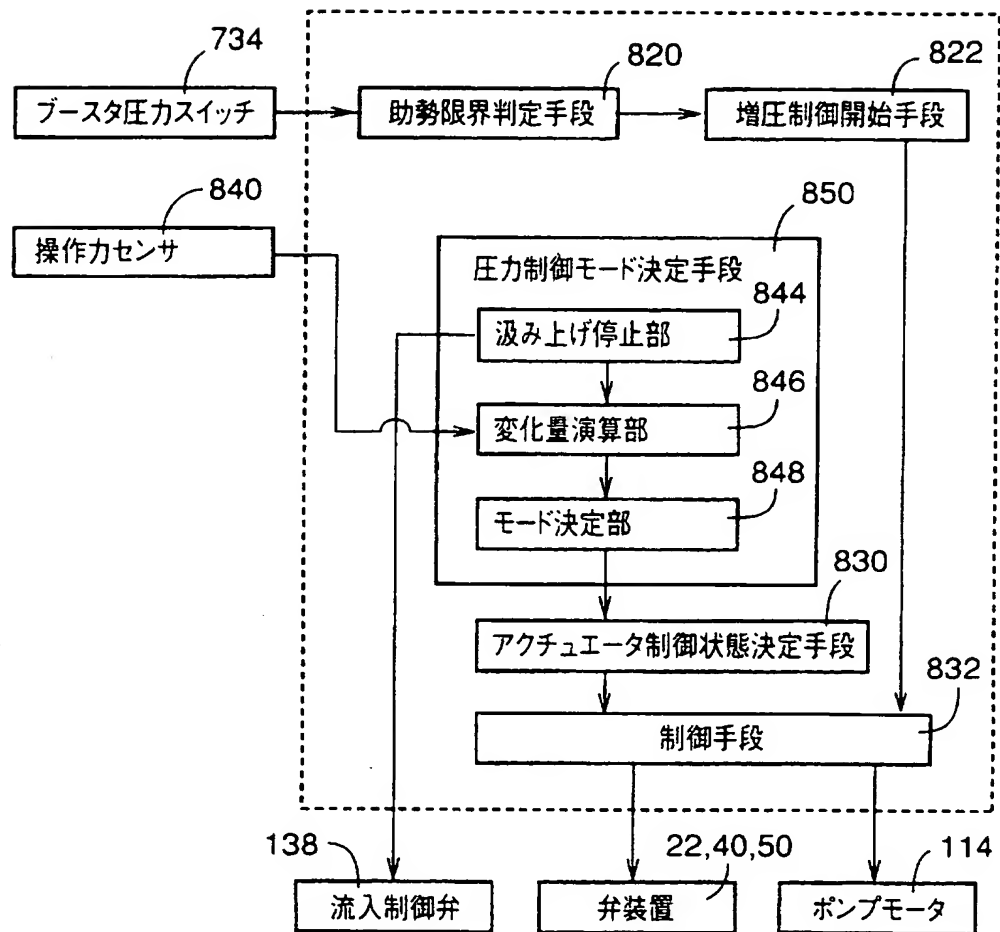


図 122

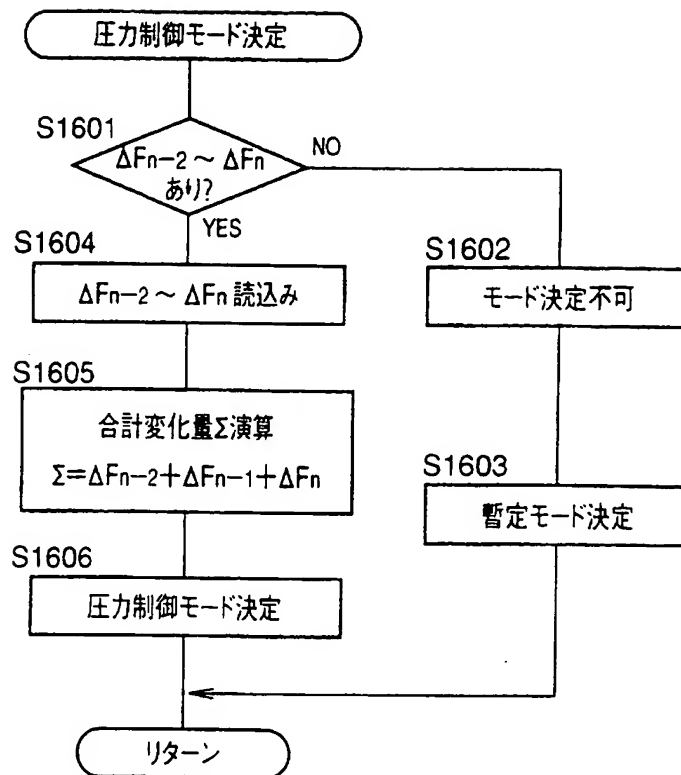
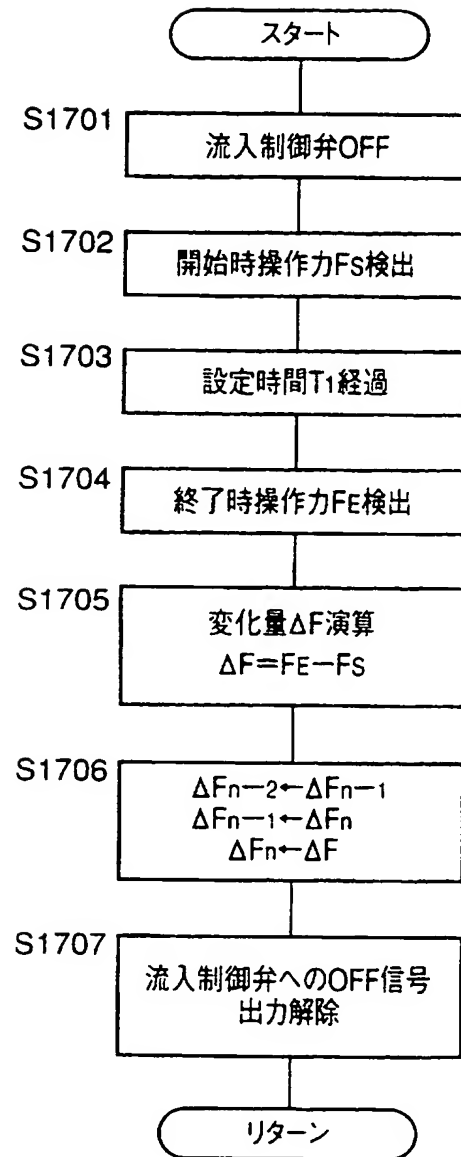




図 123



## INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP97/03348

<b>A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER</b> Int. Cl <sup>6</sup> B60T13/66 According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC		
<b>B. FIELDS SEARCHED</b> Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols) Int. Cl <sup>6</sup> B60T13/66, B60T13/12 Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched Jitsuyo Shinan Koho 1926 - 1997 Jitsuyo Shinan Toroku Kokai Jitsuyo Shinan Koho 1971 - 1997 Koho 1996 - 1997 Toroku Jitsuyo Shinan Koho 1994 - 1997 Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)		
<b>C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT</b>		
Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP, 04-244464, A (Robert Bosch GmbH.), Septemer 1, 1992 (01. 09. 92) (Family: none)	1 - 33
A	JP, 05-229418, A (Aisin Seiki Co., Ltd.), September 7, 1993 (07. 09. 93) (Family: none)	1 - 33
A	JP, 06-312658, A (Toyota Motor Corp.), November 8, 1994 (08. 11. 94) & DE, 4413980, A	1 - 33
A	JP, 06-344894, A (Toyota Motor Corp.), December 20, 1994 (20. 12. 94) (Family: none)	1 - 33
A	JP, 05-92760, A (Toyota Motor Corp.), April 16, 1993 (16. 04. 93) (Family: none)	1 - 33
A	JP, 06-255472, A (Toyota Motor Corp.), September 13, 1994 (13. 09. 94) (Family: none)	1 - 33
<input type="checkbox"/> Further documents are listed in the continuation of Box C. <input type="checkbox"/> See patent family annex.		
* Special categories of cited documents: "A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance "E" earlier document but published on or after the international filing date "L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified) "O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means "P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed "T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention "X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone "Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art "&" document member of the same patent family		
Date of the actual completion of the international search December 15, 1997 (15. 12. 97)		Date of mailing of the international search report January 7, 1998 (07. 01. 98)
Name and mailing address of the ISA/ Japanese Patent Office Facsimile No.		Authorized officer Telephone No.

Form PCT/ISA/210 (second sheet) (July 1992)

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))  
Int. Cl 6 B 60 T 13/66

## B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC))  
Int. Cl 6 B 60 T 13/66  
B 60 T 13/12

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの  
日本国実用新案公報 1926-1997年  
日本国公開実用新案公報 1971-1997年  
日本国登録実用新案公報 1994-1997年  
日本国実用新案登録公報 1996-1997年

国際調査で使用した電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)

## C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
A	J P, 04-244464, A, (ローベルト ボツシュ ゲゼルシャフト ミット ベシュレンクテル ハフツング) 1, 9月, 1992 (01, 09, 92) (ファミ リーなし)	1-33
A	J P, 05-229418, A, (アイシン精機株式会社) 7, 9月, 1993 (07, 09, 93) (ファミリーなし)	1-33
A	J P, 06-312658, A, (トヨタ自動車株式会社) 8, 11月, 1994 (08, 11, 94) & DE, 4413980, A	1-33
A	J P, 06-344894, A, (トヨタ自動車株式会社) 20, 12月, 1994 (20, 12, 94) (ファミリーなし)	1-33

☒ C欄の続きにも文献が列挙されている。

☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

## \* 引用文献のカテゴリー

「A」 特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの  
「E」 先行文献ではあるが、国際出願日以後に公表されたもの  
「L」 優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す)  
「O」 口頭による開示、使用、展示等に言及する文献  
「P」 国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献  
「T」 国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの  
「X」 特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの  
「Y」 特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの  
「&」 同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日  
15, 12, 97

国際調査報告の発送日  
07.01.98

国際調査機関の名称及びあて先  
日本国特許庁 (ISA/J P)  
郵便番号 100  
東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官 (権限のある職員)  
山下 晋代治 印  
3 J 7740  
電話番号 03-3581-1101 内線 3328

C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
A	J P, 05-92760, A, (トヨタ自動車株式会社) 16, 4月, 1993 (16, 04, 93) (ファミリーなし)	1-33
A	J P, 06-255472, A, (トヨタ自動車株式会社) 13, 9月, 1994 (13, 09, 94) (ファミリーなし)	1-33